



بهینه‌سازی چندهدفه یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با سیستم سرمایش خورشیدی

هادی کیان¹، احمد صداقت^{2*}

1- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

* اصفهان، صندوق پستی 84156-83111، Sedaghat@cc.iut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 17 مرداد 1394

پذیرش: 24 مهر 1394

ارائه در سایت: 25 آذر 1394

کلید واژگان:

بهینه‌سازی چندهدفه

پمپ حرارتی منبع زمینی هیبریدی

سرمایش خورشیدی

الگوریتم ژنتیک

چکیده

در این تحقیق به بهینه‌سازی یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با سیستم سرمایش جذبی خورشیدی پرداخته شده است. فرایند بهینه‌سازی با استفاده از یک الگوریتم تکاملی چندهدفه انجام شده است. سه فرایند بهینه‌سازی شامل بهینه‌سازی تک هدفه ترمودینامیکی، ترمو اقتصادی و چندهدفه انجام شده است. در مورد بهینه‌سازی چندهدفه، یک مثال از فرایند تصمیم‌گیری برای انتخاب حل نهایی از جبهه بهینه پارتو ارائه شده است. نتایج نشان دادند که بهینه‌سازی چندهدفه دو تابع هدف ترمودینامیکی و اقتصادی را به طور همزمان مدنظر قرار می‌دهد. نتایج بدست آمده با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی مختلف مقایسه و مورد بحث قرار گرفتند. نشان داده شد که بهینه‌سازی ترمودینامیکی بر روی منابع انرژی تمرکز می‌کند، در حالی که بهینه‌سازی ترمو اقتصادی فقط بر روی منابع مالی تمرکز می‌کند. در مقابل بهینه‌سازی چندهدفه هر دو منابع انرژی و مالی را مدنظر قرار می‌دهد. نتایج نشان داده‌اند که درصد انحراف از مقادیر ایده آل ترمودینامیکی و اقتصادی برای سیستم بهینه ترمودینامیکی به ترتیب 0% و 0.905% بودند. این مقادیر برای سیستم بهینه اقتصادی به ترتیب 104% و 0% به دست آمدند. مقادیر انحراف از نقطه ایده‌آل برای سیستم بهینه چندهدفه برای معیارهای ترمودینامیکی و اقتصادی به ترتیب 10% و 88% به دست آمدند. نتیجه شد که بهینه‌سازی چندهدفه معیارهای ترمودینامیکی و اقتصادی را بهتر از دو سیستم بهینه تک هدفه ترمودینامیکی و اقتصادی ارضا می‌کند.

Multi-Criteria Optimization of a solar cooling system assisted ground source Heat Pump system

Hadi Kian, Ahmad Sedaghat*

Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

*P.O.B. 84156-83111 Isfahan, Iran, Sedaghat@cc.iut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 08 August 2015
Accepted 16 October 2015
Available Online 16 December 2015

Keywords:

Multi-Criteria Optimization
Hybrid Ground Source Heat Pump
Solar Cooling
Genetic Algorithm

ABSTRACT

In this study, optimization of a solar cooling system assisted ground source Heat Pump system (GSHP) is performed. The optimization process was carried out using a multi-objective evolutionary algorithm. Three optimization scenarios, including thermodynamic single objective, thermoeconomic single objective, and multi-objective optimizations, are performed. In the case of multi-objective optimization, an example of a decision-making process for selection of the final solution from the Pareto optimal frontier is presented. It was concluded that the multi-objective optimization considers two objectives of thermodynamic and economic, simultaneously. The results obtained using the various optimization approaches are compared and discussed. It is shown that the thermodynamic optimization is focused on provision for the limited source of energy, whereas the thermoeconomic optimization only focuses on monetary resources. In contrast, the multi-objective optimization considers both energy and money. The results showed that percentages of deviation from ideal values of thermodynamic and economic criteria for the thermodynamic optimized system were 0 % and 905 % respectively. These percentages for the economic optimized system were 104 % and 0 %, respectively. Deviation values from minimum ideal point for the multi-objective optimized design were obtained 10 % and 88 % for thermodynamic and economic criteria, respectively. It was concluded that the multi-objective design satisfies the thermodynamic and economic criteria better than two single-objective thermodynamic and economic optimized designs.

1- مقدمه

با این حال محدودیت‌هایی نیز دارند. با وجود معایب اقتصادی، یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی خوب می‌تواند از طریق بهینه‌سازی همزمان توابع هدف ترمودینامیکی و اقتصادی با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی چندهدفه توجیه‌پذیر باشد.

سیستم‌های پمپ حرارتی منبع زمینی¹ به دلیل راندمان انرژی بالاترشان جایگزین‌های جذابی برای سیستم‌های سرمایش و گرمایش معمولی هستند.

1- Ground Source Heat Pump(GSHP)

Please cite this article using:

H. Kian, A. Sedaghat, Multi-Criteria Optimization of a solar cooling system assisted ground source Heat Pump system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 51-62, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

مناگد و همکاران در سال 2013 عملکرد سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی را برای سرمایش و گرمایش فضا در یک ساختمان دانشگاهی مورد بررسی قرار دادند. در کنار بررسی آزمایشگاهی آن‌ها مدلی از سیستم مورد نظر طراحی کردند و عملکرد سیستم را در یک بازه زمانی 7 ساله مورد مطالعه قرار دادند. بدین منظور آن‌ها دمای سیال خروجی از مبدل حرارتی زمینی را ثبت کردند و مشاهده کردند که اطلاعات تجربی تطابق بسیار خوبی با اطلاعات تحلیلی بدست آمده دارند [5].

ایسن و یوکسل در سال 2013 امکان استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر مختلف را برای گرمایش گلخانه مورد بررسی قرار دادند و نتیجه گرفتند که پمپ‌های حرارتی منبع زمینی برای کاربردهای گلخانه‌ای مناسب می‌باشند [6].

بررسی‌های فوق محدود به سیستم‌های پمپ حرارتی منبع زمینی معمولی می‌باشند. به نظر می‌رسد که سیستم‌های پمپ حرارتی منبع زمینی هیبریدی یک راه حل عملی برای برطرف کردن مشکلات مربوط به سایزبندی سیستم‌های پمپ حرارتی منبع زمینی معمولی در مواقعی هستند که بارهای سرمایشی و گرمایشی خیلی زیاد باشند. مطالعات مختلفی برای بررسی عملکرد سیستم‌های هیبریدی موجود انجام شده است.

یلسون و همکاران در سال 2010 عملکرد یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی با مبدل حرارتی عمودی ترکیب شده با خورشید را مورد بررسی قرار دادند. نتایج بدست آمده نشان داد که استفاده از کلکتور خورشیدی برای تولید آب گرم در تابستان و تخلیه آب گرم در زمین در زمستان ترکیبی بهینه می‌باشد [7].

صیادی و نجات‌الهی در سال 2011 به بهینه‌سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی و بهینه‌سازی چندهدفه یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با برج خنک کن پرداختند. آنها به این نتیجه رسیدند که بهینه‌سازی ترمودینامیکی زمانی اقتصادی است که زمان عملکرد سیستم طولانی باشد یا هزینه برق بالا باشد [8].

لافی و همکاران در سال 2011 سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی هیبریدی ترکیب شده با برج خنک کن را از نظر ترمودینامیکی مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند و نتیجه گرفتند که ضریب عملکرد سیستم هیبریدی بالاتر از سیستم‌های پمپ حرارتی معمولی می‌باشد [9].

پارک و همکاران در سال 2012 به بهینه‌سازی یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی هیبریدی ترکیب شده با یک برج خنک کن پرداختند. نتایج نشان دادند که ضریب عملکرد و نرخ دفع حرارت حلقه زمینی در سیستم هیبریدی به ترتیب 21 و 42% نسبت به پمپ حرارتی منبع زمینی معمولی بیشتر و کمتر خواهد بود [10].

علوی و همکاران در سال 2013 یک روش برای بهینه‌سازی سیستم‌های هیبریدی پیشنهاد کردند. آن‌ها این روش را برای 10 پروژه مختلف برای کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه، دوره بازگشت سرمایه و هزینه‌های عملکردی اعمال کردند و به این نتیجه رسیدند که روش ارائه شده قادر به تأمین بیش از 80% از بار کل سالیانه می‌باشد [11].

در بیشتر سیستم‌های هیبریدی بررسی شده، از برج خنک کن به عنوان سیستم کمکی در کنار مبدل حرارتی زمینی برای دفع حرارت اضافی در فصل تابستان استفاده شده است. در این تحقیق از چیلر جذبی خورشیدی به عنوان سیستم کمکی برای دفع حرارت اضافی ساختمان در فصل تابستان استفاده شده است. بر خلاف برج خنک کن، چیلر جذبی را می‌توان به صورت سری در کنار مبدل حرارتی زمینی قرار داد و بدین ترتیب دمای کندانسور

با وجود این، استفاده از پمپ‌های حرارتی منبع زمینی با بارهای سرمایشی و گرمایشی خیلی زیاد و مبدل‌های حرارتی زمینی بزرگ نیازمند هزینه سرمایه‌گذاری زیادی است. این مشکل معمولاً به وسیله استفاده از پمپ‌های حرارتی منبع زمینی هیبریدی¹ مانند سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با سیستم سرمایش خورشیدی برطرف می‌شود. به سیستم‌های پمپ حرارتی منبع زمینی که از یک منبع کمکی جهت دفع یا جذب حرارت در کنار مبدل حرارتی زمینی استفاده می‌کنند، سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی هیبریدی گفته می‌شود. در این سیستم‌ها و در حالت سرمایش، حرارت کندانسور سیکل تبرید تراکمی بین مبدل حرارتی زمینی² و یک منبع کمکی تقسیم می‌شود. در این تحقیق یک پمپ حرارتی منبع زمینی با مبدل حرارتی عمودی ترکیب شده با چیلر جذبی خورشیدی برای بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است.

در تحقیق حاضر از تحلیل انرژی به عنوان ابزاری نیرومند در بررسی ترمودینامیکی سیستم‌های انرژی استفاده شده است. تحلیل انرژی این امکان را می‌دهد تا محل، دلیل و مقدار واقعی هدر رفتن منابع انرژی به خوبی شناسایی شوند. از این اطلاعات می‌توان برای طراحی سیستم‌های جدید با بازده انرژی بالاتر و همچنین برای بهبود عملکرد سیستم‌های موجود استفاده کرد.

در این تحقیق از تحلیل ترموآکونومیک استفاده شده است. ترموآکونومیک یا انرژی‌آکونومیک یک شاخه از علوم حرارتی است که تحلیل ترمودینامیکی (تحلیل انرژی) را با اصول اقتصادی ترکیب کرده تا به طراح یا مجری یک سیستم انرژی اطلاعاتی را بدهد که از طریق تحلیل‌های سنتی ترمودینامیکی و اقتصادی بدست نمی‌آید ولی برای طراحی و کارکرد یک سیستم انرژی بهینه اقتصادی لازم است. در این نوع تحلیل با دادن ارزش اقتصادی به جریان انرژی تعادل بین هزینه‌های سرمایه‌گذاری و هزینه‌های جریان انرژی به گونه‌ای برقرار می‌شود که تولید کالا و خدمات سیکل ترمودینامیکی با کمترین هزینه کل انجام شود. این روش در سال 1996 توسط بجان و همکاران گسترش یافت [1].

ایسن و همکاران در سال 2006 به مقایسه اقتصادی-تکنیکی پمپ‌های حرارتی منبع زمینی با چند سیستم مرسوم دیگر برای ایجاد گرمایش پرداخته‌اند. در این سیستم‌ها از روش‌های مختلفی مانند مقاومت الکتریکی، سوخت‌های نفتی، گاز طبیعی و ذغال سنگ برای ایجاد گرمایش استفاده شده بود. آنها نشان دادند که در حالت گرمایشی، پمپ‌های حرارتی منبع زمینی از لحاظ اقتصادی بر همه سیستم‌های دیگر برتری داشتند [2].

صنایع و همکاران در سال 2009 به بهینه‌سازی ترموآکونومیک یک پمپ حرارتی منبع زمینی با لوله‌های عمودی پرداخته‌اند. آن‌ها همچنین اثر برخی متغیرهای طراحی بر روی هزینه کل را بررسی کرده‌اند. این متغیرها شامل شرایط آب و هوایی، میزان بار حرارتی، نوع خاک و تعداد حفره‌های مبدل زمینی می‌باشند [3].

صیادی و همکاران در سال 2009 به بهینه‌سازی چند هدفه یک پمپ حرارتی منبع زمینی با لوله‌های عمودی پرداخته‌اند. توابع هدف در آن کار شامل میزان تخریب انرژی کل و هزینه تمام شده سیستم می‌باشند. آن‌ها در نهایت به مقایسه چهار سیستم طراحی اولیه، سیستم بهینه انرژی، سیستم بهینه ترموآکونومیک و سیستم بهینه چند هدفه از جنبه‌های مختلف پرداخته‌اند [4].

1- Hybrid Ground Source Heat Pump (HGSHP)
2- Ground Heat Exchanger (GHX)

3- مدل سازی انرژی

1-3- معادلات حاکم

- در تحلیل این سیستم فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند:
- تمامی فرایندها به صورت پایا می‌باشند و از انرژی‌های پتانسیل و جنبشی جریان‌های سیال صرف‌نظر شده است.
 - تمام مبدل‌های حرارتی از نوع پوسته و لوله می‌باشند.
 - از افت فشار و انتقال حرارت در سیستم لوله کشی صرف‌نظر شده است.
 - از افت فشار در کلیه مبدل‌های حرارتی به جز مبدل حرارتی زمینی و کلکتور خورشیدی صرف‌نظر شده است.
 - کلکتور خورشیدی مورد استفاده در این مطالعه از نوع صفحه تخت است.
 - چیلر جذبی از نوع تک مرحله‌ای و ترکیب مورد استفاده در آن لیتیم بروماید-آب می‌باشد.
 - سیال خروجی کندانسورها و همین‌طور محلول خروجی از جاذب و ژنراتور در حالت مایع اشباع می‌باشند.
 - خروجی اواپراتورها در حالت بخار اشباع می‌باشد.
 - فرایند در شیر انبساط آدیباتیک می‌باشد.
 - بازده پمپ و موتور الکتریکی برابر 80% فرض شده است.
 - بازده مکانیکی و الکتریکی کمپرسور برابر 80% فرض شده است.
- با در نظر گرفتن فرضیات فوق برای حالت پایا، معادلات بالانس جرم، بالانس انرژی (قانون اول ترمودینامیک) و بالانس انرژی (قانون دوم ترمودینامیک) برای تعیین ضریب عملکرد و نرخ بازگشت ناپذیری سیستم اعمال شده‌اند.

سیکل تبرید تراکمی را کاهش داد که این امر خود منجر به کاهش نسبت تراکم در کمپرسور و لذا کاهش انرژی الکتریکی مصرفی در کمپرسور و در نتیجه افزایش ضریب عملکرد سیستم خواهد شد.

در این تحقیق هدف بهینه‌سازی ترمودینامیکی، اقتصادی و چندهدفه یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با چیلر جذبی است. در بهینه‌سازی چندهدفه هر دو تابع هدف ترمودینامیکی و اقتصادی به طور همزمان در فرایند بهینه‌سازی مدنظر قرار می‌گیرند. مثالی از فرایند انتخاب حل نهایی از بین نقاط بهینه موجود بر روی جبهه بهینه پارتو ارائه خواهد شد. تمامی فرایندهای بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم‌های تکاملی انجام خواهد شد.

2- توصیف سیستم

یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با چیلر جذبی خورشیدی با بار سرمایشی 352 کیلووات (100 تن تبرید) همان‌طور که در شکل 1 نشان داده شده است، مورد بررسی قرار گرفته است. دمای آب ورودی به اواپراتور سیکل تبرید تراکمی برابر 12°C و دمای آب خروجی برابر 7°C می‌باشد. متوسط دمای زمین در شرایط طراحی در شهر تهران 20 درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است [12,4]. ضمناً دمای حباب خشک و تر نیز در شرایط طراحی به ترتیب 40 و 24 درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. در این سیستم مبدل حرارتی زمینی و چیلر جذبی به صورت سری قرار گرفته‌اند و 60% بار حرارتی کندانسور سیکل تبرید تراکمی در مبدل حرارتی زمینی و باقی‌مانده در چیلر جذبی دفع می‌شود. میرد مورد استفاده در سیکل تبرید تراکمی R-134a می‌باشد. افت فشار در سیستم لوله کشی داخل ساختمان 50 کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است.

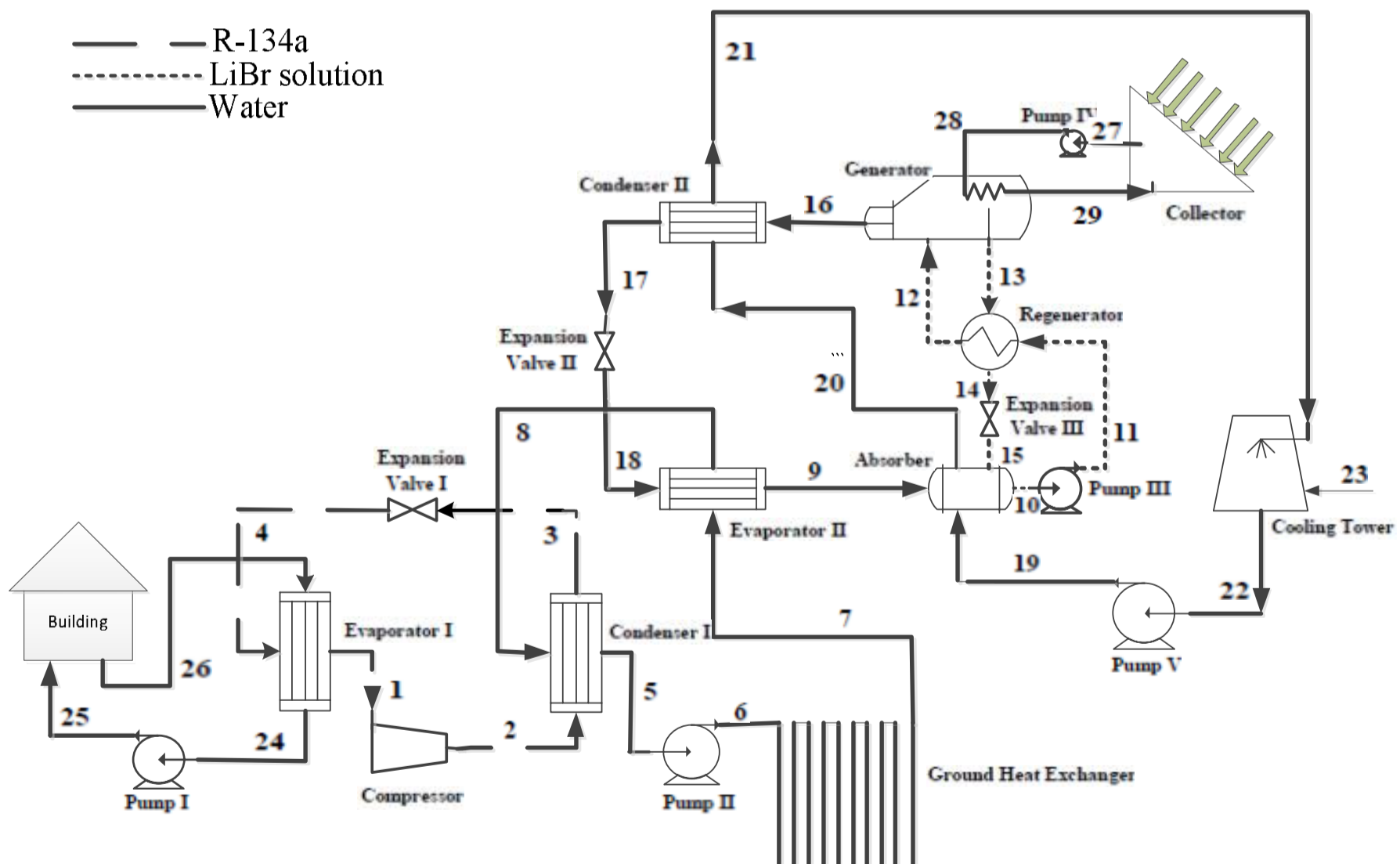


Fig.1 Schematic of system

شکل 1 شماتیک سیستم

2-3- تحلیل انرژی

بالانس انرژی در حالت کلی برای یک حجم کنترل در حالت پایا می‌تواند با استفاده از معادله (1) بیان شود:

$$\dot{Q}_{net} - \dot{W}_{net} = \sum \dot{m}_o h_o - \sum \dot{m}_i h_i \quad (1)$$

نرخ جریان جرمی مبرد (\dot{m}_{ref}) با اعمال بالانس انرژی برای اواپراتور 1 به شکل معادله (2) بدست می‌آید:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{evap I}}{h_1 - h_4} \quad (2)$$

به طور مشابه با اعمال قانون اول ترمودینامیک برای مبدل حرارتی زمینی و کندانسور 2، دبی جرمی سیال تک فاز (آب) با استفاده از رابطه (3) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}}{C_p (T_{w,i} - T_{w,o})} \quad (3)$$

پس از اعمال قانون اول ترمودینامیک برای شیر انبساط چیلر جذبی می‌توان با استفاده از رابطه (3)، دبی جرمی مبرد مورد استفاده در چیلر جذبی (آب) را با استفاده از رابطه (4) محاسبه کرد:

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{Q}_{evap II}}{h_9 - h_{18}} \quad (4)$$

کمپرسور مورد استفاده در این مطالعه از نوع اسکرال می‌باشد. توان مصرفی مورد نیاز کمپرسور طبق رابطه (5) محاسبه می‌شود که η_{mech} ، η_{isen} و η_{elec} به ترتیب بازده ایزنتروپیک، مکانیکی و الکتریکی کمپرسور می‌باشند.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} \times \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{isen} \eta_{mech} \eta_{elec}} \quad (5)$$

از طریق اعمال بالانس انرژی برای سیکل تبرید تراکمی، بار حرارتی کندانسور 1 با استفاده از رابطه (6) محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_{cond I} = \dot{Q}_{evap I} + \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} \times (h_{2a} - h_3) \quad (6)$$

در این تحقیق فرض بر این است که بار گرمایشی ساختمان کمتر از بار سرمایشی است (سیستم هیبریدی در حالت سرمایش طراحی شده است) و در سیستم‌های پمپ حرارتی منبع زمینی در مواقعی که بارهای سرمایشی و گرمایشی با هم برابر نباشند معمولاً مبدل حرارتی زمینی براساس بار کوچکتر (در این تحقیق بار گرمایشی) طراحی می‌شود. با توجه به طراحی مبدل حرارتی زمینی براساس بار گرمایشی، فرض شده است که در فصل تابستان مبدل حرارتی زمینی قادر به دفع 60% از حرارت کندانسور 1 باشد و چیلر جذبی خورشیدی برای دفع 40% باقی‌مانده حرارت کندانسور 1 در فصل تابستان که در زمان به حداکثر رسیدن تابش خورشیدی به سیستم تحمیل می‌شود، وارد مدار می‌شود. به عبارت دیگر:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{evap II} = 0.4 \dot{Q}_{cond I} \\ \dot{Q}_{ghx} = 0.6 \dot{Q}_{cond I} \end{cases} \quad (7)$$

توان مصرفی مورد نیاز هر پمپ نیز با استفاده از روابط (8-12) بدست می‌آید:

$$\dot{W}_{pump I} = \frac{\dot{m}_w \vartheta (\Delta P_{building})}{\eta_{pump} \eta_{motor}} \quad (8)$$

$$\dot{W}_{pump II} = \frac{\dot{m}_{w,ghx} \vartheta (\Delta P_{ghx})}{\eta_{pump} \eta_{motor}} \quad (9)$$

$$\dot{W}_{pump III} = \frac{\dot{m}_{10} \vartheta (P_{11} - P_{10})}{\eta_{pump} \eta_{motor}} \quad (10)$$

$$\dot{W}_{pump IV} = \frac{\dot{m}_{w,col} \vartheta (\Delta P_{col})}{\eta_{pump} \eta_{motor}} \quad (11)$$

$$\dot{W}_{pump V} = \frac{\dot{m}_{w,ct} \vartheta (\rho_w g \Delta H_{ct})}{\eta_{pump} \eta_{motor}} \quad (12)$$

که ΔH_{ct} در رابطه (12) اختلاف ارتفاع بین ورودی و خروجی آب برج خنک کن است و افت فشار در مبدل حرارتی زمینی و کلکتور خورشیدی با استفاده از روابط (13) و (14) محاسبه می‌شوند:

$$\Delta P = f \frac{L \rho v^2}{d} \quad (13)$$

$$\begin{cases} f = \frac{64}{Re_d} & \text{if } Re_d \leq 2300 \\ \frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re_d f^{1/2}} \right) & \text{if } Re_d > 2300 \end{cases} \quad (14)$$

توان الکتریکی مصرفی کل سیستم با استفاده از رابطه (15) محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{pump I} + \dot{W}_{pump II} + \dot{W}_{pump III} + \dot{W}_{pump IV} + \dot{W}_{pump V} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{comp} \quad (15)$$

که \dot{W}_{fan} توان مصرفی فن برج خنک‌کن است. ضریب عملکرد سیکل تبرید برابر است با نسبت بار سرمایشی اواپراتور سیکل تبرید تراکمی به توان مصرفی کمپرسور. برای محاسبه ضریب عملکرد کل سیستم هیبریدی نیز باید توان مورد نیاز کل به جای توان مصرفی کمپرسور استفاده شود. به عبارت دیگر:

$$COP_{total\ cycle} = \frac{\dot{Q}_{evap I}}{\dot{W}_{total}} \quad (16)$$

$$COP_{ref\ cycle} = \frac{\dot{Q}_{evap I}}{\dot{W}_{comp}} \quad (17)$$

4- تحلیل انرژی

تحلیل سیستم‌های ترمودینامیکی بر اساس قانون دوم ترمودینامیک را تحلیل انرژی می‌نامند. در این تحلیل هدف شناخت محل، نوع و مقدار انرژی تولید شده طی فرایندهای ترمودینامیکی و عوامل مؤثر بر تولید این بازگشت ناپذیری‌ها می‌باشد. از این طریق علاوه بر ارزیابی کارایی اجزای مختلف، راه‌های افزایش کارایی نیز شناسایی می‌شوند. می‌توان بالانس انرژی را برای یک حجم کنترل در حالت پایا به صورت رابطه (18) نوشت [13]:

$$\dot{I} = \dot{E}^i - \dot{E}^o + \dot{E}^Q - \dot{E}^W \quad (18)$$

که در آن \dot{I} برابر کل تخریب انرژی و \dot{E}^Q انتقال انرژی ناشی از انتقال حرارت از مرزهای سیستم است و از رابطه (19) محاسبه می‌شود [13]:

$$\dot{E}^Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (19)$$

از طرفی انرژی کار عبوری از مرزهای سیستم برابر خود مقدار کار می‌باشد. همچنین \dot{E}^i و \dot{E}^o به ترتیب نرخ انرژی‌های جریان‌های جرم ورودی به حجم کنترل و خروجی از حجم کنترل می‌باشند که با استفاده از رابطه (20) محاسبه می‌شوند:

$$\dot{E} = \dot{m} e \quad (20)$$

که e انرژی مخصوص جریان ماده است و شامل اجزای مختلفی می‌باشد. این اجزا همان‌طور که از رابطه (21) مشخص است شامل انرژی جنبشی، پتانسیل، فیزیکی و شیمیایی می‌باشند:

$$e = e^k + e^p + e^{ch} + e^{ph} \quad (21)$$

از آنجا که بیشتر جریان‌های ماده در سیستم هیبریدی مرتبط با هیچ‌گونه فرایند شیمیایی نیستند، ترم انرژی شیمیایی در بالانس انرژی حذف خواهد شد. از طرفی به دلیل صرف نظر از اثرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل جریان‌ها، معادله انرژی جریان (معادله 21) - به استثنای جریان در برج خنک‌کن، ژنراتور و جاذب - فقط شامل جزء فیزیکی خواهد بود.

در مورد برج خنک‌کن لازم به ذکر است که حجم کنترلی که شامل برج خنک‌کن می‌باشد، به اندازه‌های بزرگ فرض می‌شود که جریان‌های هوای ورودی و خروجی در شرایط محیط هستند. بنابراین جریان‌های هوای ورودی

تعریف یک تابع هزینه که به پارامترهای بهینه‌سازی از قبیل نرخ بهره و هزینه‌های اجزا بستگی داشته باشد، تابع هزینه باید به صورت تابعی از متغیرهای ترمودینامیکی بیان شود. این روابط می‌توانند از طریق روابط آماری بین هزینه‌ها و پارامترهای ترمودینامیکی اجزا بدست آیند. این معادلات با ثوابت مربوطه و هزینه خریداری اجزای سیستم در پیوست الف ارائه شده اند. برای یک سیستم ترمودینامیکی می‌توان تعدادی جریان جرم و انرژی ورودی و خروجی همراه با تبادل انرژی با محیط در نظر گرفت. مطابق با جریان‌های جرم و انرژی، می‌توان جریان‌های انرژی به داخل و خارج سیستم هم داشت و به طور همزمان به علت برگشت ناپذیری‌های موجود در سیستم اتلاف انرژی هم وجود خواهد داشت. از آنجا که انرژی نشان دهنده ارزش ترمودینامیکی یک جریان است، طبیعی است که هزینه این جریان‌ها با استفاده از روابط (26-29) به نرخ انتقال انرژی آن مرتبط شود. بسته به منشا هزینه‌ها از اندیس i برای ورودی، o برای خروجی، W برای کار و Q برای گرما استفاده شده است:

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i \quad (26)$$

$$\dot{C}_o = c_o \dot{E}_o \quad (27)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (28)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}^Q \quad (29)$$

که \dot{E}_i انرژی جریان ورودی، \dot{E}_o انرژی جریان خروجی، c_o ، c_w ، c_q و c_i هزینه‌های متوسط به ازای واحد انرژی و \dot{C}_o ، \dot{C}_w ، \dot{C}_q و \dot{C}_i نرخ هزینه‌های مربوط به جریان‌های انرژی می‌باشند. برای جزء k در یک سیستم، معادله بالانس هزینه‌ها به صورت رابطه (30) می‌باشد [15,14]:

$$\sum \dot{C}_{o,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{i,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (30)$$

که سمت چپ رابطه نشان دهنده نرخ هزینه جریان‌های انرژی خروجی از جزء و سمت راست رابطه نیز نشان دهنده نرخ هزینه جریان‌های انرژی ورودی به جزء k می‌باشد. ترم \dot{Z}_k در رابطه (30)، نرخ هزینه کل هم سطح شده مرتبط با سرمایه‌گذاری اولیه و تعمیر و نگهداری جزء k می‌باشد و با استفاده از روابط (31-33) تعریف می‌شود [15,14]:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \left(\frac{\$}{hr} \right) \quad (31)$$

$$\dot{Z}_k^{CI} = \left(\frac{CRF}{\tau} \right) Z_k \quad (32)$$

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (33)$$

در روابط فوق \dot{Z}_k^{CI} هزینه سرمایه‌گذاری هم سطح شده جزء k ، \dot{Z}_k^{OM} هزینه تعمیر و نگهداری هم سطح شده جزء k ، CRF ضریب بازگشت سرمایه، τ تعداد ساعات کارکرد سیستم در سال (در این تحقیق 650 ساعت)، i_r نرخ بهره سالانه (0.12)، n تعداد سال‌های مفید کارکرد سیستم (15 سال) و Z_k هزینه اولیه جزء k می‌باشد. هزینه تعمیر و نگهداری معمولاً به صورت کسری از هزینه سرمایه‌گذاری در نظر گرفته می‌شود. در این تحقیق هزینه سالانه تعمیرات و نگهداری همان‌طور که از رابطه (34) مشخص است، 0.025 هزینه سرمایه‌گذاری اولیه در نظر گرفته شده است.

$$\dot{Z}_k^{OM} = 0.025 \dot{Z}_k^{CI} \quad (34)$$

برای سیستم کلی، معادله بالانس هزینه‌ها به صورت رابطه (35) نوشته می‌شود:

$$\sum \dot{C}_o + \sum \dot{C}_w = \sum \dot{C}_i + \sum \dot{C}_q + \sum \dot{Z}_k \quad (35)$$

با در نظر گرفتن هزینه هر کیلووات ساعت برق مصرفی برابر 0.075 دلار و هزینه هر مترمکعب آب برابر 0.0368 دلار تابع هدف اقتصادی را می‌توان به صورت رابطه (36) نوشت:

و خروجی در تعادل با محیط هستند و لذا انرژی آن‌ها صفر است. تمام آب جبرانی برج خنک کن (نقطه 23 در شکل 1) تبخیر می‌شود و به اتمسفر تخلیه می‌شود و لذا انرژی شیمیایی آن در معادله بالانس باید لحاظ شود. در مورد جاذب و ژنراتور، انرژی شیمیایی جزء آب ورودی و خروجی‌شان متفاوت است. بنابراین انرژی شیمیایی باید برای تمامی جریان‌های محلول لیتیم بروماید ورودی و خروجی این دو جزء محاسبه شود. انرژی شیمیایی جریان‌ها می‌تواند با استفاده از رابطه (22) محاسبه شود:

$$e^{ch} = \left(\frac{Z}{M} \right) e_{ch}^0 \quad (22)$$

که در معادله فوق e_{ch}^0 انرژی شیمیایی استاندارد جزء، Z غلظت جزء در جریان سیال و M جرم مولکولی جزء است. به عنوان مثال برای محاسبه انرژی شیمیایی جزء آب در محلول لیتیم بروماید با غلظت X ، معادله (22) می‌تواند به شکل رابطه (23) بازنویسی شود (انرژی شیمیایی استاندارد جزء آب در فاز مایع $e_{ch}^0 = 45 \text{ kJ/kmol} = 2.4979 \text{ kJ/kg}$ می‌باشد) [1]:

$$e_{h_2o}^{ch} = \left(\frac{1-X}{18} \right) \times 45 \quad (23)$$

انرژی مخصوص فیزیکی با استفاده از رابطه (24) محاسبه می‌شود:

$$e^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (24)$$

که در آن اندیس صفر بیانگر شرایط محیطی (شرایط مرده محدود) است. اعمال معادله بالانس انرژی (معادله 18) برای هر یک از اجزای سیستم هیبریدی (شکل 1) منجر به معادلات بالانس ذکر شده در جدول 1 می‌شود. با در نظر گرفتن جدول 1 تخریب انرژی کل سیستم (تابع هدف ترمودینامیکی) از رابطه (25) بدست خواهد آمد:

$$\dot{I}_{total} = (\dot{E}_{26} - \dot{E}_{25}) + \dot{E}_{23} + \dot{W}_{total} + I_{TAp} \left(1 - \frac{T_0}{T_s} \right) - \dot{Q}_{ghx} \left(1 - \frac{T_0}{T_g} \right) \quad (25)$$

5- معادله هزینه مخصوص انرژی و تابع هدف اقتصادی

مدل اقتصادی محاسبات هزینه اجزا شامل هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه تعمیر و نگهداری، هزینه سوخت و آب مصرفی را شامل می‌شود. به منظور

جدول 1 معادلات بالانس انرژی برای اجزای سیستم هیبریدی نشان داده شده در شکل 1

Table 1 Exergy balance equations for components of the HGSHP system that are schematically shown in fig. 1

| |
|--|
| $\dot{I}_{pump I} = (\dot{E}_{24} - \dot{E}_{25}) + \dot{W}_{pump I}$ |
| $\dot{I}_{pump II} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) + \dot{W}_{pump II}$ |
| $\dot{I}_{pump III} = (\dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}) + \dot{W}_{pump III}$ |
| $\dot{I}_{pump IV} = (\dot{E}_{27} - \dot{E}_{28}) + \dot{W}_{pump IV}$ |
| $\dot{I}_{pump V} = (\dot{E}_{22} - \dot{E}_{19}) + \dot{W}_{pump V}$ |
| $\dot{I}_{comp} = (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + \dot{W}_{comp}$ |
| $\dot{I}_{evap I} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_1) + (\dot{E}_{26} - \dot{E}_{24})$ |
| $\dot{I}_{evap II} = (\dot{E}_{18} - \dot{E}_9) + (\dot{E}_7 - \dot{E}_8)$ |
| $\dot{I}_{cond I} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_8 - \dot{E}_5)$ |
| $\dot{I}_{cond II} = (\dot{E}_{16} - \dot{E}_{17}) + (\dot{E}_{20} - \dot{E}_{21})$ |
| $\dot{I}_{generator} = (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_{16}) + (\dot{E}_{28} - \dot{E}_{29})$ |
| $\dot{I}_{absorber} = (\dot{E}_9 + \dot{E}_{15} - \dot{E}_{10}) + (\dot{E}_{19} - \dot{E}_{20})$ |
| $\dot{I}_{regenerator} = (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}) + (\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14})$ |
| $\dot{I}_{ghx} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) + \dot{Q}_{ghx} \left(1 - T_0 T_g^{-1} \right)$ |
| $\dot{I}_{col} = (\dot{E}_{29} - \dot{E}_{27}) + I_{TAcol} \left(1 - T_0 T_s^{-1} \right)$ |
| $\dot{I}_{expansion valve I} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$ |
| $\dot{I}_{expansion valve II} = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{18}$ |
| $\dot{I}_{expansion valve III} = \dot{E}_{14} - \dot{E}_{15}$ |
| $\dot{I}_{ct} = (\dot{E}_{21} - \dot{E}_{22}) + \dot{E}_{23} + \dot{W}_{fan}$ |

7- بهینه‌سازی چندهدفه با الگوریتم‌های تکاملی بر مبنای روش الگوریتم ژنتیک مرتب سازی مغلوب¹

1-7- بهینه‌سازی چندهدفه

در بهینه‌سازی چندهدفه روش مشخصی که تمامی توابع هدف را به طور همزمان کمینه یا بیشینه کند، وجود ندارد؛ بنابراین در بهینه‌سازی چند هدفه یک مجموعه جواب بهینه که نسبت به یکدیگر برتری ندارند (نمی‌توانند بر یکدیگر غلبه کنند) بدست می‌آیند. به مجموعه تمامی جواب‌های غالب، مجموعه بهینه پارتو و به مقادیر توابع هدف مرتبط با آن‌ها جبهه بهینه پارتو گفته می‌شود. جبهه بهینه پارتو به وسیله یک بردار هدف ایده آل (جواب ایده‌آل) و یک بردار هدف غیر ایده‌آل (جواب غیر ایده‌آل) محدود می‌شود که محدوده‌های بالایی و پایینی مقادیر تابع هدف حل‌های بهینه پارتو را تعریف می‌کنند. شکل 2 جبهه بهینه پارتو بدست آمده برای بهینه‌سازی یک سیستم با توابع هدف f_1 و f_2 را نشان می‌دهد.

2-7- جبهه بهینه بدست آمده با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک مرتب سازی مغلوب نخبه‌گرا²

در بررسی حاضر، مجموعه بهینه پارتو و جبهه بهینه مربوط به آن با استفاده از الگوریتم تکاملی مبتنی بر روش الگوریتم ژنتیک مرتب‌سازی مغلوب نخبه‌گرا ارائه شده توسط آقای دب و همکاران بدست آمده است [16]. در یک چرخه تکاملی روش الگوریتم ژنتیک مرتب‌سازی مغلوب نخبه‌گرا همان‌طور که در شکل 3 نشان داده شده است، ابتدا جمعیت اولیه والدین ایجاد شده و سپس بر اساس دو معیار الف) رتبه و ب) فاصله ازدحامی مرتب می‌شوند. سپس افراد انتخاب شده به وسیله مکانیزم انتخاب از طریق ترکیب و جهش برای تولید جمعیت فرزندان مورد استفاده قرار می‌گیرند. در مرحله بعد مجموعه والدین و فرزندان تولید شده، با هم ترکیب شده و جمعیت بزرگتری را تشکیل می‌دهند و مقادیر شایستگی به تمامی افراد به وسیله روش مرتب‌سازی مغلوب نسبت داده می‌شود. در نهایت افراد با شایستگی بالاتر از طریق مرتب‌سازی نخبه‌گرا انتخاب شده و این افراد به عنوان والدین جدید برای تولید نسل بعد مورد استفاده قرار می‌گیرند. این مراحل آن قدر تکرار می‌شود تا ماکزیمم تعداد تکرار نسل بدست آید. در پایان حل‌های غالب در جمعیت نهایی، جبهه بهینه پارتو مسأله بهینه‌سازی چندهدفه را تشکیل خواهند داد.

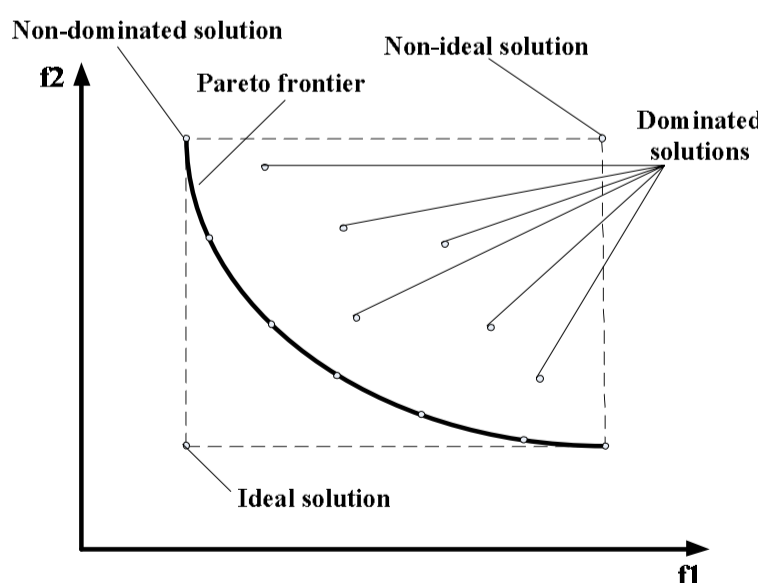


Fig. 2 Pareto optimal frontier of a multi-objective optimization

شکل 2 جبهه بهینه پارتو یک مسأله بهینه‌سازی چندهدفه

1- Non-Dominated sorting Genetic Algorithm (NSGA)

2- Elitist Non-Dominated sorting Genetic Algorithm(NSGA_II)

$$Z_{\text{cooling load}} = 0.075 \times \dot{W}_{\text{total}} + \frac{3600c_w \dot{m}_{23}}{\rho_w} + 1.025 \left(\frac{CRF}{\tau} \right) \times (Z_{\text{comp}} + Z_{\text{pump I}} + Z_{\text{pump II}} + Z_{\text{pump III}} + Z_{\text{pump IV}} + Z_{\text{pump V}} + Z_{\text{evap I}} + Z_{\text{evap II}} + Z_{\text{cond I}} + Z_{\text{cond II}} + Z_{\text{generator}} + Z_{\text{absorber}} + Z_{\text{regenerator}} + Z_{\text{ghx}} + Z_{\text{col}} + Z_{\text{ct}} + \sum Z_{\text{expansion valve}}) \quad (36)$$

6- توابع هدف، متغیرهای تصمیم و محدودیت‌ها

توابع هدف برای بهینه‌سازی تک و چندهدفه در این مطالعه به ترتیب همان توابع هدف ترمودینامیکی و اقتصادی نوشته شده به وسیله معادلات (25) و (36) می‌باشند.

در این مطالعه 15 متغیر تصمیم زیر برای بهینه‌سازی در نظر گرفته شده‌اند:

- 1- دمای اشباع اواپراتور سیکل تبرید تراکمی (T_1)
- 2- دمای اشباع کندانسور سیکل تبرید تراکمی (T_3)
- 3- دمای اشباع اواپراتور سیکل چیلر جذبی (T_9)
- 4- غلظت محلول لیتیم بروماید غلیظ (X_{st})
- 5- غلظت محلول لیتیم بروماید رقیق (X_{li})
- 6- دمای محلول لیتیم بروماید غلیظ خروجی از ژنراتور (T_{13})
- 7- دمای محلول لیتیم بروماید رقیق ورودی به ژنراتور (T_{12})
- 8- دمای سیال خروجی از مبدل حرارتی زمینی (T_7)
- 9- سرعت سیال در لوله‌های مبدل حرارتی زمینی (V_{ghx})
- 10- تعداد چاه‌های مبدل حرارتی زمینی (n_b)
- 11- دمای سیال ورودی به کلکتور خورشیدی (T_{29})
- 12- سرعت سیال در لوله‌های کلکتور خورشیدی (V_{col})
- 13- دمای سیال ورودی به برج خنک کن (T_{21})
- 14- دمای سیال خروجی از برج خنک کن (T_{22})
- 15- نسبت جرمی آب به هوا در برج خنک کن (L/G)

در مورد 9 برای جلوگیری از تشکیل رسوب و همچنین خوردگی جدار لوله‌ها سرعت سیال باید در محدوده 1 تا 3 متر برثانیه باشد. برای مورد 15 لازم به ذکر است که مقدار بهینه L/G ، باید در محدوده 0.75 تا 1.5 باشد. ضمناً باید توجه شود محدوده‌ای که برخی از دماها در طراحی سیستم می‌توانند مقادیر صحیح از لحاظ فیزیکی بگیرند تابع مقادیر سایر دماها است. برای تعیین محدوده بهینه‌سازی سایر متغیرهای تصمیم، سعی بر این بوده است که بازه‌های مورد بررسی تا حد ممکن بزرگ باشد. ضمناً با توجه به اینکه روابط موجود برای تعیین خواص ترمودینامیکی برخی از سیالات در محدوده‌های خاصی از دما معتبر بود، محدوده‌های زیر برای بهینه‌سازی سیستم مورد استفاده قرار گرفتند.

$$\begin{aligned} -15 \leq T_1 (\text{°C}) \leq 7 \\ 15 \leq T_3 (\text{°C}) \leq 50 \\ 0 \leq T_9 (\text{°C}) \leq 32 \\ 45 \leq X_{st} \leq 60 \\ 45 \leq X_{li} \leq 60 \\ 70 \leq T_{13} (\text{°C}) \leq 95 \\ 30 \leq T_{12} (\text{°C}) \leq 90 \\ 20 \leq T_7 (\text{°C}) \leq 50 \\ 1 \leq V_{ghx} (\text{ms}^{-1}) \leq 3 \\ 1 \leq n_b \leq 255 \\ 70 \leq T_{29} (\text{°C}) \leq 100 \\ 0 < V_{col} (\text{ms}^{-1}) \leq 3 \\ 24 \leq T_{21} (\text{°C}) \leq 63 \\ 24 \leq T_{22} (\text{°C}) \leq 63 \\ 0.75 \leq L/G \leq 1.5 \end{aligned}$$

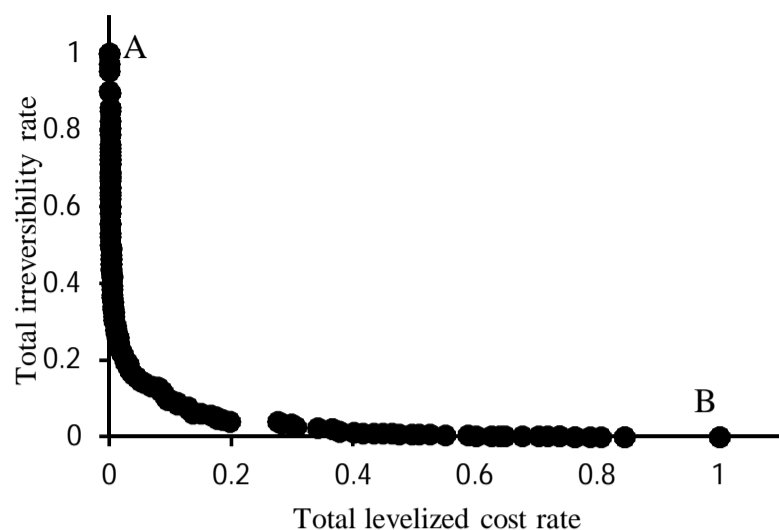


Fig. 4 Pareto optimal frontier obtained by NSGA- II

شکل 4 جبهه بهینه پارتو بدست آمده با روش NSGA- II

نرخ هزینه کل تولید محصول به صورت بدون بعد

$$= \frac{\text{حداقل نرخ هزینه کل تولید محصول} - \text{نرخ هزینه کل تولید محصول}}{\text{حداقل نرخ هزینه کل تولید محصول} - \text{حداکثر نرخ هزینه کل تولید محصول}} \quad (37)$$

نرخ تخریب انرژی کل سیستم به صورت بدون بعد

$$= \frac{\text{حداقل نرخ تخریب انرژی کل سیستم} - \text{نرخ تخریب انرژی کل سیستم}}{\text{حداقل نرخ تخریب انرژی کل سیستم} - \text{حداکثر نرخ تخریب انرژی کل سیستم}} \quad (38)$$

که در آن کمترین نرخ هزینه کل تولید محصول و بیشترین نرخ تخریب انرژی کل سیستم به ترتیب مقادیر بدست آمده هزینه نهایی و تخریب انرژی کل سیستم برای طراحی بهینه ترمودینامیکی (نقطه A) می‌باشند و به طریق مشابه حداکثر نرخ هزینه کل تولید محصول و حداقل نرخ تخریب انرژی کل سیستم مقادیر بدست آمده برای طراحی بهینه ترمودینامیکی (نقطه B) می‌باشند.

با توجه به شکل 4، نقطه‌ای که هر دو تابع هدف در آن نقطه حداقل می‌شوند (نقطه (0,0)) نقطه ایده‌آل می‌باشد. به طور مشخص این نقطه از نقاط جبهه بهینه پارتو نیست و به عبارت دیگر این نقطه یک نقطه طراحی غیرممکن سیستم است. در این مطالعه فاصله همه نقاط جبهه بهینه پارتو از نقطه ایده‌آل را اندازه گرفته و نقطه‌ای که کمترین فاصله از نقطه ایده‌آل را داشته باشد، به عنوان نقطه بهینه چندهدفه در نظر گرفته خواهد شد [17].

جدول 3 مقادیر متغیرهای تصمیم هر سه طراحی بهینه را نشان می‌دهد. همان‌طور که در جدول 3 نشان داده شده است، مقادیر V_{ghx} هر دو طراحی بهینه تک هدفه اقتصادی و ترمودینامیکی برابر با حداقل مقدار مجاز یعنی 1 متر بر ثانیه بدست آمده اند. با کاهش V_{ghx} افت فشار در مبدل حرارتی زمینی و در نتیجه توان مورد نیاز پمپ مبدل حرارتی زمینی کاهش می‌یابد. بنابراین نرخ تخریب انرژی و هزینه الکتریسیته مصرفی کاهش می‌یابد.

از سوی دیگر کاهش V_{ghx} منجر به کاهش ضریب انتقال حرارت جابجایی در لوله‌های مبدل حرارتی زمینی شده که این مسئله باعث افزایش طول لوله‌های مبدل حرارتی زمینی و لذا افزایش هزینه اولیه مبدل حرارتی زمینی خواهد شد. اثر افزایش هزینه اولیه در مقایسه با کاهش هزینه الکتریسیته قابل صرف نظر است و در مجموع هزینه مبدل حرارتی زمینی در سیستم بهینه کاهش می‌یابد. در شکل 5 می‌توانید اثر تغییر سرعت سیال درون لوله‌های مبدل حرارتی زمینی را به عنوان یکی از متغیرهای تصمیم مستقل سیستم، بر روی توابع هدف ترمودینامیکی و اقتصادی مشاهده کنید. در شکل 6 نیز می‌توانید اثر تغییر دمای اشباع اواپراتور سیکل تبرید تراکمی را به عنوان

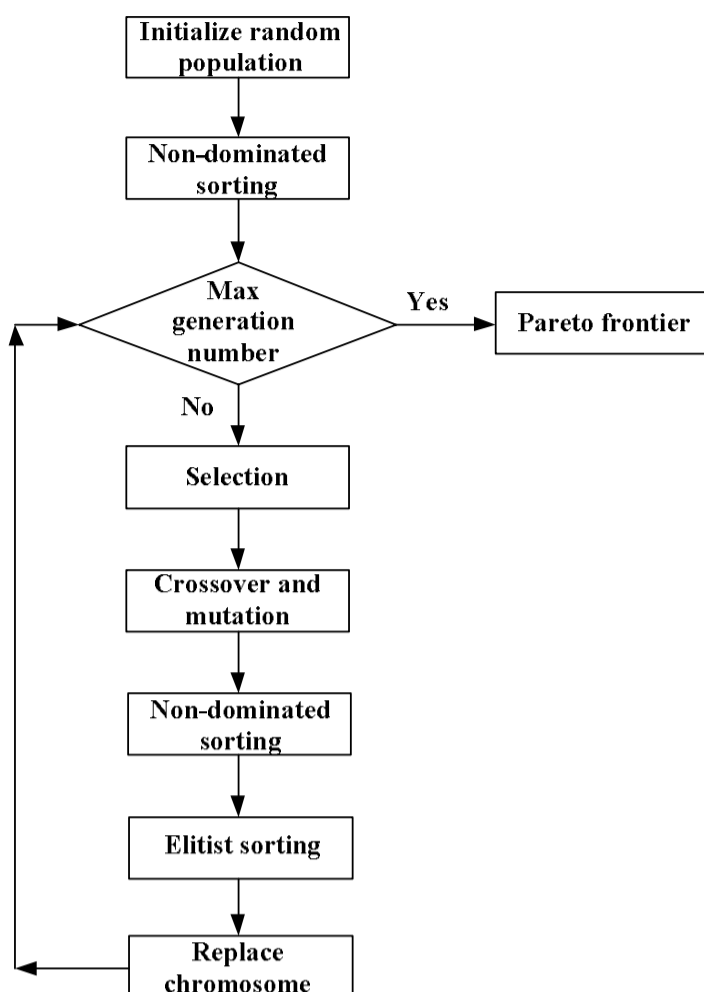


Fig. 3 Flow chart of NSGA-II algorithm

شکل 3 فلوچارت الگوریتم NSGA-II

8- ارائه نتایج

مدل پیشنهاد شده برای سیستم هیبریدی به طور شماتیک در شکل 1، شامل 15 متغیر تصمیم و محدودیت‌های بیان شده در بخش 6 نشان داده شده است.

سیستم با استفاده از الگوریتم ژنتیک مرتب‌سازی مغلوب نخبه‌گرا و با در نظر گرفتن پارامترهای ذکر شده در جدول 2 بهینه شده است.

سه طراحی بهینه همان‌طور که در بخش‌های پیشین بیان شده است اجرا شده است. شکل 4 جبهه بهینه پارتو بدست آمده در طراحی بهینه چندهدفه را نشان می‌دهد. به دلیل اینکه تمامی نقاط جبهه بهینه پارتو نقاطی بهینه هستند، انتخاب حل نهایی از میان نقاط بهینه موجود بر روی جبهه بهینه پارتو نیاز به یک فرایند تصمیم‌گیری دارد. از میان نقاط جبهه بهینه پارتو نقاطی که در دو انتهای جبهه بهینه قرار دارند، به دلیل اینکه هر یک دارای مقادیر مینیمم یکی از توابع هدف می‌باشند، نقاط بهینه تک هدفه می‌باشند. بنابراین، نقطه A با کمترین هزینه محصول و نقطه B با کمترین نرخ تخریب انرژی به ترتیب بیانگر نقاط بهینه اقتصادی و ترمودینامیکی سیستم می‌باشند. در شکل 4 محورهای مختصات به صورت بی بعد می‌باشند. به این صورت که محورهای افقی و عمودی به ترتیب بیانگر روابط (37) و (38) می‌باشند.

جدول 2 پارامترهای بهینه‌سازی

Table 2 parameters of optimization

| مقدار | پارامترهای تنظیم شده |
|----------|----------------------|
| 400 | اندازه جمعیت |
| 400 | حداکثر تعداد نسل |
| 0.8 | احتمال پیوند |
| 0.01-0.1 | احتمال جهش |
| چرخ رولت | روش انتخاب |

جدول 3 مقادیر متغیرهای تصمیم

Table 3 The values of decision variables

| طراحی بهینه چندهدفه | طراحی بهینه اقتصادی | طراحی بهینه ترمودینامیکی | |
|---------------------|---------------------|--------------------------|-------------------------------|
| 6.23 | 0.32 | 6.99 | T_1 (°C) |
| 29.91 | 44.69 | 26.94 | T_3 (°C) |
| 24.46 | 26.33 | 25.29 | T_9 (°C) |
| 48.14 | 59.42 | 47.71 | X_{st} (%LiBr) |
| 45.77 | 54.62 | 45.79 | X_{li} (%LiBr) |
| 71.30 | 89.62 | 70.96 | T_{13} (°C) |
| 66.47 | 71.12 | 67.50 | T_{12} (°C) |
| 26.16 | 40.05 | 25.97 | T_7 (°C) |
| 1.10 | 1 | 1 | V_{ghx} (ms ⁻¹) |
| 246 | 227 | 203 | n_b |
| 73.03 | 97.65 | 70.97 | T_{29} (°C) |
| 2.71 | 0.26 | 2.70 | V_{col} (ms ⁻¹) |
| 46.81 | 38.75 | 49.67 | T_{21} (°C) |
| 31.15 | 34.29 | 28.86 | T_{22} (°C) |
| 1.09 | 0.81 | 0.84 | L/G |

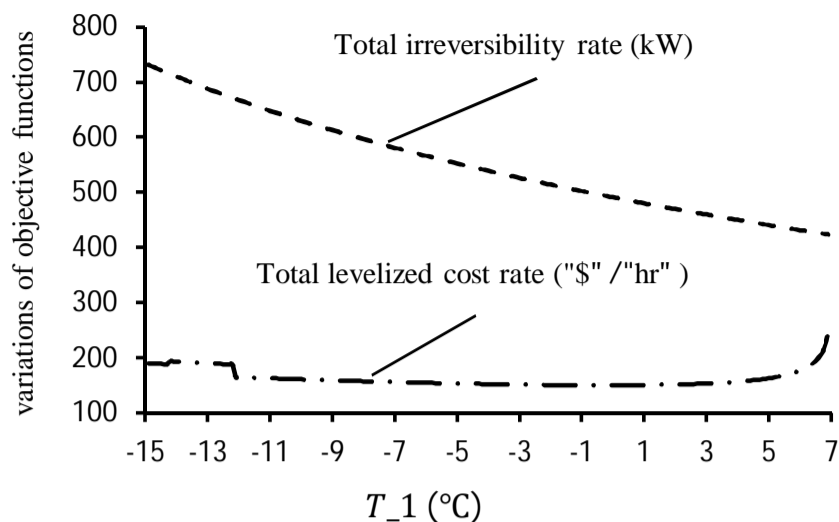


Fig.6 Effect of saturation temperature of evaporator on objective functions

شکل 6 اثر دمای اشباع اواپراتور بر روی توابع هدف

جدول 4 نتایج تحلیل انرژی

Table 4 The results of energy analysis

| طراحی بهینه چندهدفه | طراحی بهینه اقتصادی | طراحی بهینه ترمودینامیکی | |
|---------------------|---------------------|--------------------------|---|
| 2.20 | 2.62 | 2.14 | دبی جرمی مبرد (kgs ⁻¹) |
| 73.13 | 63.85 | 57.36 | دبی آب مبدل حرارتی زمینی (kgs ⁻¹) |
| 5.19 | 23.01 | 3.79 | دبی جرمی آب برج خنک کن (kgs ⁻¹) |
| 201.17 | 35.77 | 193.11 | دبی آب کلکتور خورشیدی (kgs ⁻¹) |
| 0.12 | 0.16 | 0.12 | دبی آب جبرانی برج خنک کن (kgs ⁻¹) |
| 1.32 | 1.032 | 1.32 | توان مصرفی پمپ 1 (kW) |
| 9.87 | 2.88 | 8.48 | توان مصرفی پمپ 2 (kW) |
| 0.01 | 0.01 | 0.02 | توان مصرفی پمپ 3 (kW) |
| 33.09 | 0.05 | 31.47 | توان مصرفی پمپ 4 (kW) |
| 0.20 | 0.88 | 0.15 | توان مصرفی پمپ 5 (kW) |
| 71.52 | 182.14 | 56.74 | توان مصرفی کمپرسور (kW) |
| 116.09 | 187.34 | 98.25 | توان مصرفی کل (kW) |
| 247.61 | 280.44 | 240.89 | دفع حرارت در مبدل زمینی (kW) |
| 148.04 | 243.09 | 143.73 | جذب حرارت در کلکتور (kW) |
| 339.82 | 429.07 | 330.29 | دفع حرارت در برج خنک کن (kW) |
| 4.92 | 1.93 | 6.20 | ضریب عملکرد سیکل تبرید تراکمی |
| 3.03 | 1.88 | 3.58 | ضریب عملکرد سیستم هیبریدی |

این جدول نشان می‌دهد که مقدار ضریب عملکرد سیکل تراکمی در طراحی بهینه ترمودینامیکی، طراحی بهینه اقتصادی و طراحی بهینه چندهدفه به ترتیب 6.20، 1.93 و 4.92 می‌باشند. مقادیر ضریب عملکرد کل سیستم هیبریدی نیز به ترتیب 3.58، 1.88 و 3.03 می‌باشند. علت اختلاف زیاد بین ضریب عملکرد سیکل تبرید تراکمی و سیستم هیبریدی در طراحی‌های بهینه ترمودینامیکی و چندهدفه مصرف زیاد الکتریسیته در خارج از سیکل تبرید تراکمی است. به علاوه جدول‌های 5 و 6 مشخصات مبدل‌های حرارتی و نتایج آنالیز انرژی (شامل مقادیر تخریب انرژی، بازگشت ناپذیری هر جزء) را برای هر سه طراحی بهینه نشان می‌دهند. در شکل 7 به طور گرافیکی هزینه‌های همسطح شده سیستم شامل هزینه سرمایه گذاری اولیه، هزینه تعمیر و نگهداری، هزینه الکتریسیته، هزینه آب و هزینه تولید محصول (هزینه تولید بار سرمایشی) سیستم هیبریدی برای طراحی بهینه مختلف مشاهده می‌شود. همان‌طور که در شکل 7 نشان داده شده است حداقل هزینه سرمایه‌گذاری اولیه در طراحی بهینه اقتصادی رخ می‌دهد (10.45 \$/hr) و طراحی بهینه چندهدفه و طراحی بهینه ترمو-

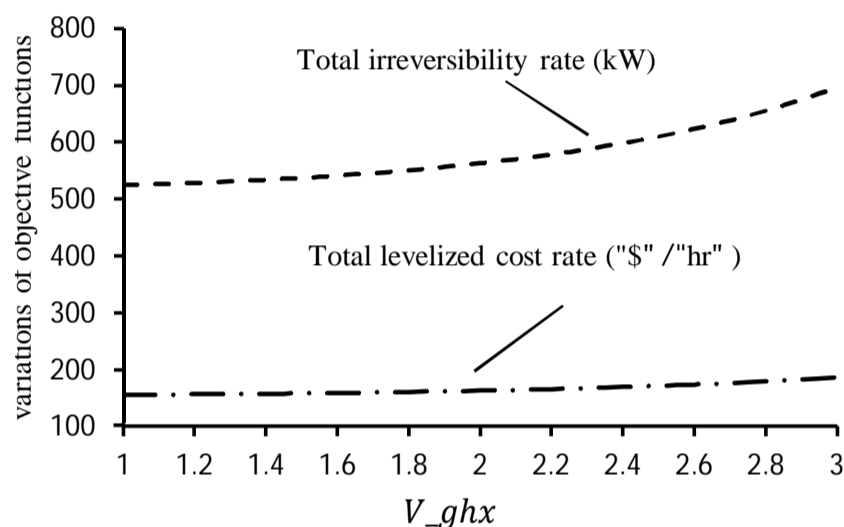


Fig.5 Effect of velocity in ground heat exchanger on objective functions

شکل 5 اثر سرعت سیال در مبدل حرارتی زمینی بر روی توابع هدف

دیگر متغیر تصمیم مستقل سیستم، بر روی توابع هدف ترمودینامیکی و اقتصادی مشاهده کنید. با افزایش T_1 کار مصرفی کمپرسور و پمپ‌ها و در نتیجه میزان هزینه الکتریسیته مصرفی کاهش خواهد یافت. در مورد مبدل‌های حرارتی نیز افزایش T_1 منجر به کاهش هزینه اولیه آن‌ها به استثنای اواپراتور 1 می‌شود. از طرفی با توجه به اینکه کاهش T_1 ، به همان اندازه که باعث افزایش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی اواپراتور 1 می‌شود منجر به کاهش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی کندانسور 1 خواهد شد، با افزایش T_1 هزینه کل سیستم ابتدا کاهش و سپس افزایش پیدا می‌کند. ضمناً با توجه به کاهش نرخ تبادل حرارت در مبدل‌های حرارتی و همین‌طور کاهش توان مصرفی کمپرسور و پمپ‌ها در اثر افزایش T_1 و همچنین عدم تغییر قابل توجه دما در سیستم (به استثنای دمای مبرد خروجی از کمپرسور)، افزایش T_1 باعث کاهش نرخ تخریب انرژی کل سیستم و در نهایت کاهش نرخ تخریب انرژی کل سیستم می‌شود. با توجه به شکل 5 پیش‌بینی می‌شود که مقدار V_{ghx} برای هر دو طراحی بهینه ترمودینامیکی و اقتصادی نزدیک مقدار مینیمم آن یعنی یک متر بر ثانیه باشد و با توجه به شکل 6 پیش‌بینی می‌شود که مقدار بهینه ترمودینامیکی T_1 نزدیک به عدد 7 و مقدار بهینه اقتصادی T_1 عددی نزدیک به صفر باشد که نتایج جدول 3 این امر را تأیید می‌کند. جدول 4 نتایج آنالیز انرژی سیستم هیبریدی برای طراحی‌های مختلف شامل طراحی بهینه ترمودینامیکی، طراحی بهینه اقتصادی و طراحی بهینه چندهدفه را نشان می‌دهد.

جدول 5 مشخصات مبدل‌های حرارتی

Table 5 Specifications for heat exchangers

| طراحی بهینه ترمودینامیکی | طراحی بهینه اقتصادی | طراحی بهینه چندهدفه | |
|--------------------------|---------------------|---------------------|--|
| 7829.94 | 442.08 | 1719.30 | سطح تبادل حرارتی اواپراتور 1 (m ²) |
| 15522.12 | 168.77 | 169.97 | سطح تبادل حرارتی کندانسور 1 (m ²) |
| 9534.41 | 18.24 | 434.24 | سطح تبادل حرارتی اواپراتور 2 (m ²) |
| 1037.07 | 22.74 | 273.98 | سطح تبادل حرارتی کندانسور 2 (m ²) |
| 226.89 | 10.65 | 283.64 | سطح تبادل حرارتی جاذب (m ²) |
| 495.14 | 19.98 | 73.81 | سطح تبادل حرارتی ژنراتور (m ²) |
| 483.73 | 20.36 | 278.56 | سطح تبادل حرارتی بازیاب (m ²) |
| 262.43 | 511.84 | 272.93 | سطح تبادل حرارتی کلکتور (m ²) |
| 70.87 | 23.18 | 59.25 | طول حفره‌های زمینی (m) |
| 203 | 227 | 246 | تعداد حفره‌های زمینی |

جدول 6 نتایج تحلیل اگزرژی

Table 6 The results of exergy analysis

| طراحی بهینه ترمودینامیکی | طراحی بهینه اقتصادی | طراحی بهینه چندهدفه | |
|--------------------------|---------------------|---------------------|------------------------|
| 2.96 | 14.04 | 4.21 | اواپراتور 1 (kW) |
| 0.28 | 5.95 | 4.77 | کندانسور 1 (kW) |
| 0.03 | 8.07 | 0.63 | اواپراتور 2 (kW) |
| 2.66 | 5.48 | 3.35 | کندانسور 2 (kW) |
| 182.33 | 342.72 | 188.98 | کلکتور خورشیدی (kW) |
| 5.56 | 19.64 | 5.79 | مبدل حرارتی زمینی (kW) |
| 0.013 | 3.68 | 0.24 | برج خنک کن (kW) |
| 1.47 | 1.47 | 1.47 | پمپ 1 (kW) |
| 8.84 | 2.87 | 10.30 | پمپ 2 (kW) |
| 2.26 | 1.11 | 1.88 | پمپ 3 (kW) |
| 28.66 | 0.06 | 29.94 | پمپ 4 (kW) |
| 0.15 | 0.89 | 0.20 | پمپ 5 (kW) |
| 31.27 | 107.29 | 39.33 | کمپرسور (kW) |
| 272.87 | 557.92 | 299.51 | تخریب اگزرژی کل (kW) |

دینامیکی به ترتیب با 104% و 1023% هزینه بیشتر از طراحی بهینه اقتصادی در مکان‌های بعدی قرار دارند. همچنین حداقل هزینه الکتریسیته به طراحی بهینه ترمودینامیکی اختصاص دارد (7.37\$/hr) که این مسأله به دلیل توجه خاص به کاهش تخریب اگزرژی و در نتیجه کاهش مصرف الکتریسیته در طراحی بهینه ترمودینامیکی است. طراحی بهینه چندهدفه و طراحی بهینه اقتصادی نیز با دارا بودن هزینه الکتریسیته 18% و 91% بیشتر از طراحی بهینه ترمودینامیکی در مکان‌های بعدی قرار دارند.

هزینه آب تقریباً برای همه سیستم‌ها یکسان است و کمتر از 0.017% هزینه کل تولید محصول را شامل می‌شود و بنابراین در مقایسه با سایر هزینه‌های سیستم قابل چشم‌پوشی است. در مجموع طراحی بهینه اقتصادی با هزینه تولید محصول معادل با (127.28\$/hr) کمترین هزینه تولید محصول را دارد و طراحی بهینه چندهدفه و طراحی بهینه ترمودینامیکی به ترتیب با دارا بودن 88% و 905% هزینه بیشتر از طراحی بهینه اقتصادی در مکان‌های بعدی قرار دارند.

با توجه به نتایج نشان داده شده در جدول‌های 4 و 6 و همین‌طور شکل 7 می‌توان به این مسأله اشاره کرد که طراحی بهینه اقتصادی فقط بر روی کاهش هزینه تولید محصول صرف‌نظر از عملکرد ترمودینامیکی سیستم تمرکز می‌کند. به عبارت دیگر در بهینه‌سازی اقتصادی هزینه تولید محصول بدون توجه به اثراتی که می‌تواند بر روی بازده ترمودینامیکی سیستم داشته باشد، کاهش می‌یابد. بنابراین بازده ترمودینامیکی و ضریب عملکرد سیستم در طراحی بهینه اقتصادی نسبت به دو طراحی دیگر کمتر است. بر خلاف سیستم بهینه اقتصادی، بازده اگزرژی و ضریب عملکرد در طراحی بهینه ترمودینامیکی بیشترین مقادیر را دارند.

این نتایج نشان دهنده توجه خاص به بهبود عملکرد ترمودینامیکی سیستم در طراحی بهینه ترمودینامیکی است. در بهینه‌سازی ترمودینامیکی هدف کاهش نرخ تخریب اگزرژی و یا افزایش ضریب عملکرد سیستم تا حد امکان می‌باشد. بنابراین در طراحی بهینه ترمودینامیکی هزینه نهایی تولید محصول ممکن است به شکل غیرقابل منتظره‌ای افزایش یابد. بر خلاف طراحی‌های بهینه ترمودینامیکی و اقتصادی در بهینه‌سازی چندهدفه به طور همزمان هر دو معیار ترمودینامیکی و اقتصادی مورد توجه قرار می‌گیرند.

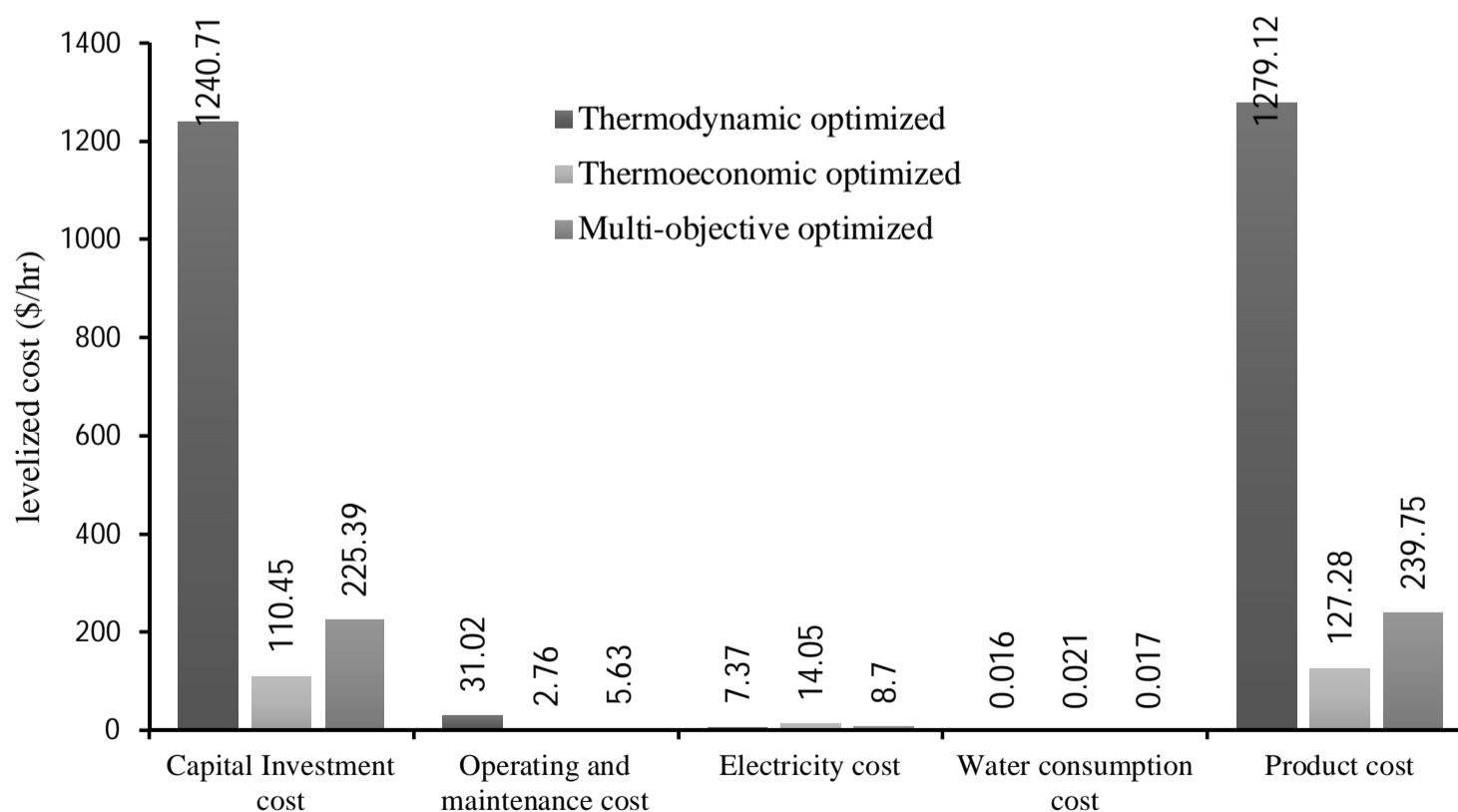


Fig. 7 levelized costs of system for optimization designs

شکل 7 هزینه‌های همسطح شده سیستم برای طراحی‌های بهینه

بنابراین در این حالت مقادیر مربوط به هزینه نهایی تولید محصول و نرخ بازگشت ناپذیری بین مقادیر مربوط به طراحی بهینه تک هدفه ترمودینامیکی و اقتصادی قرار می‌گیرند.

9- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، بهینه‌سازی یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با سیستم سرمایش خورشیدی انجام شده است. یک تابع هدف ترمودینامیکی معادل با تخریب انرژی کل سیستم، یک تابع هدف اقتصادی معادل با هزینه نهایی تولید بار سرمایشی، 15 متغیر تصمیم (3 متغیر مستقل و 12 متغیر وابسته) و محدودیت‌های بهینه‌سازی مربوطه برای بهینه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته‌اند. سه طراحی بهینه شامل طراحی بهینه‌سازی شده تک‌هدفه با تابع هدف ترمودینامیکی، طراحی بهینه‌سازی شده تک‌هدفه با تابع هدف اقتصادی و طراحی بهینه چندهدفه با توابع هدف ترمودینامیکی و اقتصادی ارائه شده است. نتایج حاصل از تحقیق عبارتند از:

- بهینه‌سازی چندهدفه شکل کلی بهینه‌سازی تک هدفه است که دو تابع هدف اقتصادی و ترمودینامیکی را به طور هم‌زمان مورد توجه قرار می‌دهد.
- حل نهایی بهینه‌سازی چندهدفه به فرایند تصمیم‌گیری بستگی دارد، با این حال نتایج آن بین نتایج مربوط به بهینه‌سازی‌های تک هدفه ترمودینامیکی و اقتصادی قرار می‌گیرند.
- بهینه‌سازی تک‌هدفه ترمودینامیکی بر روی منابع انرژی و بهینه‌سازی تک‌هدفه اقتصادی بر روی منابع اقتصادی تمرکز می‌کنند، در حالی که در بهینه‌سازی چندهدفه هر دو عامل منابع انرژی و منابع اقتصادی به طور هم‌زمان مورد توجه قرار می‌گیرند.
- طراحی بهینه چندهدفه معیارهای ترمودینامیکی و اقتصادی را بهتر از دو طراحی بهینه تک‌هدفه ترمودینامیکی و اقتصادی ارضا می‌کند.

10- فهرست علائم

| | |
|-----------|--|
| C_p | ظرفیت گرمای ویژه ($\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) |
| C_w | قیمت آب ($\text{US}\$\text{m}^{-3}$) |
| e | انرژی مخصوص (kJkg^{-1}) |
| \dot{E} | نرخ انرژی (kW) |
| h | انتالپی (kJkg^{-1}) |
| i | نرخ تخریب انرژی (kW) |
| I_T | میزان تشعشع خورشیدی (kWm^{-2}) |
| L/G | نسبت دبی جرمی آب به هوا در برج خنک کن |
| \dot{m} | نرخ جریان جرمی (kgs^{-1}) |
| n | تعداد حفره‌های زمینی |
| P | فشار (kPa) |
| \dot{Q} | نرخ انتقال حرارت (kW) |
| s | انرژی ($\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) |
| T | دما (K) |
| V | سرعت (ms^{-1}) |
| \dot{W} | توان (kW) |
| x | کیفیت ($\frac{m_{\text{vapour}}}{m_{\text{tot}}}$) |
| X | غلظت محلول لیتیم بروماید ($\%\text{LiBr}$) |

11- پیوست الف

والرو [8] برای محاسبه هزینه خرید کمپرسور اسکرال بر حسب دبی جرمی مبرد، فشار کندانسور، فشار اواپراتور و راندمان ایزنتروپیک کمپرسور روابط (الف-1) و (الف-2) را ارائه کرده است:

$$Z_{\text{comp}} = \left(\frac{573 \dot{m}_{\text{ref}}}{0.8996 - \eta_{\text{isen}}} \right) \left(\frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} \right) \ln \left(\frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} \right) \quad (\text{الف-1})$$

$$\eta_{\text{isen}} = 0.85 - 0.046667 \left(\frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} \right) \quad (\text{الف-2})$$

هزینه اولیه برج خنک کن تر را می‌توان با استفاده از رابطه (الف-3) محاسبه کرد [8]:

| | |
|--------------------|--|
| Z | قیمت ($\text{US}\$$) |
| ΔH | اختلاف ارتفاع بین ورودی و خروجی آب در برج خنک کن |
| ΔP | اختلاف فشار (kPa) |
| ΔT | اختلاف دما (K) |
| علائم یونانی | |
| η | بازده |
| ϑ | حجم مخصوص (m^3kg^{-1}) |
| ρ | چگالی (kgm^{-3}) |
| τ | تعداد ساعات کارکرد سالانه سیستم (hr) |
| زیرنویس‌ها | |
| a | واقعی |
| absorber | جاذب |
| ave | متوسط |
| b | حفره |
| col | کلکتور خورشیدی |
| comp | کمپرسور |
| cond | کندانسور |
| ct | برج خنک کن |
| evap | اواپراتور |
| g | زمین، بخار اشباع |
| generator | ژنراتور سیکل جذب |
| ghx | مبدل حرارتی زمینی |
| i | ورودی |
| isen | ایزنتروپیک |
| l | مایع اشباع |
| li | محلول رقیق لیتیم بروماید |
| o | خروجی |
| p | صفحه جاذب کلکتور، لوله |
| ref | مبرد |
| ref cycle | سیکل تبرید تراکمی |
| regenerat | مبدل حرارتی بازیاب |
| s | ایده آل |
| st | محلول غلیظ لیتیم بروماید |
| total cycle | سیستم هیبریدی |
| w | آب |
| 0 | حالت مرده |

جدول الف-1 شاخص هزینه مهندسی شیمی

Table A-1 Chemical Engineering cost index

| شاخص هزینه | سال |
|------------|------|
| 394.1 | 2000 |
| 444.2 | 2004 |
| 525.4 | 2007 |
| 521.9 | 2009 |
| 550.8 | 2010 |
| 585.7 | 2011 |
| 584.6 | 2012 |
| 567.3 | 2013 |

لازم به ذکر است که برای محاسبه خواص ترمودینامیکی مبرد R-134a و آب از روابط تجربی ارائه شده در مقالات استفاده شده است و در حالت‌هایی هم که روابط تجربی جهت تعیین خواص ترمودینامیکی در دسترس نبود، از جداول ترمودینامیکی استفاده شده است. بدین صورت که جداول ترمودینامیکی به صورت ماتریس در نرم‌افزار متلب تعریف شده و خواص موردنیاز از جداول تعریف شده استخراج شدند [22-20,13].

12- مراجع

- [1] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal Design and Optimization*, pp. 333-374, John Wiley & Sons, USA, 1996.
- [2] H. Esen, M. Inalli, M. Esen, Technoeconomic appraisal of a ground source heat pump system for a heating season in eastern Turkey, *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, No. 9-10, pp. 1281-1297, 2006.
- [3] S. Sanaye, B. Niroomand, Thermal-economic modeling and optimization of vertical ground-coupled heat pump, *Energy Conversion Management*, Vol. 50, No. 4, pp. 1136-1147, 2009.
- [4] H. Sayyadi, E.H. Amlashi, M. Amidpour, Multi-objective optimization of a vertical ground source heat pump using evolutionary algorithm, *Energy Conversion Management*, Vol. 50, No. 8, pp. 2035-2046, 2009.
- [5] C. Montagud, JM. Corberán, F. Ruiz-Calvo, Experimental and modeling analysis of a ground source heat pump system, *Applied Energy*, Vol. 109, pp. 328-336, 2013.
- [6] M. Esen, T. Yuksel, Experimental evaluation of using various renewable energy sources for heating a greenhouse, *Energy and Buildings*, Vol. 65, pp. 340-351, 2013.
- [7] E. Kjellsson, G. Hellstrom, B. Perers, Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings, *Energy*, Vol. 35, No. 6, pp. 2667-2673, 2010.
- [8] H.Sayyadi, M. Nejatolahi, Thermodynamic and thermoeconomic optimization of a cooling tower-assisted ground source heat pump, *Geothermics*, Vol. 40, No. 3, pp. 221-232, 2011.
- [9] I. Luthfi, M. Kanoglu, H. Dincera, M. Rosen, Thermodynamic analysis of a hybrid geothermal heat pump system, *Geothermics*, Vol. 40, No. 3, pp. 233-238, 2011.
- [10] H. Park, J. Lee, W. Kim, Y. Kim, Performance optimization of a hybrid ground source heat pump with the parallel configuration of a ground heat exchanger and a supplemental heat rejecter in the cooling mode, *international Journal of refrigeration*, Vol. 35, No. 6, pp. 1537-1546, 2012.
- [11] M. Alavy, HV. Nguyen, WH. Leong, SB. Dworkin, A methodology and computerized approach for optimizing hybrid ground source heat pump system design. *Renewable Energy*, Vol. 57, pp. 404-412, 2013.
- [12] H. Sayyaadi, Multi-objective approach in thermoenviromonic optimization of a benchmark cogeneration system, *Applied Energy*, Vol. 86, No.6, pp. 867-879, 2009.
- [13] Y. A. Çengel, M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5thed, pp. 631-634, McGraw-Hill, 2006.
- [14] V. Zare, S.M.S. Mahmoudi, M. Yari, M.Amidpour, Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle, *Energy*, Vol. 47, No. 1, pp. 271-283, 2012.
- [15] L. GarousiFarshi, S.M.S. Mahmoudi, M.A. Rosen, M. Yari, M. Amidpour, Exergoeconomic analysis of double effect absorption

$$Z_{ct} = x_1 \dot{m}_w^{x_2} 10^{x_3 AR + x_4 A + x_5 R + x_6} \quad (3-الف)$$

که در آن A اختلاف بین دمای آب سرد خروجی از برج و دمای حباب خیس محیط بر حسب درجه سانتی‌گراد، R اختلاف دمای بین آب ورودی به و خروجی از برج بر حسب درجه سانتی‌گراد، \dot{m}_w نرخ جریان جرمی آب بر حسب لیتر بر ثانیه و ضرایب x_1 تا x_6 نیز به ترتیب 0.58729، 3950.9، -0.0032091، -0.026719، 0.043465 و -0.1026 می‌باشند. برای محاسبه هزینه اولیه مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله می‌توان از رابطه (الف-4) استفاده کرد [18]:

$$Z = \exp\{11.667 - 0.8709 \ln(A) + 0.09005 (\ln(A))^2\} \quad (4-الف)$$

در رابطه فوق A بر حسب فوت مربع می‌باشد و رابطه برای حالت خاص (جنس فولاد کربنی، حداکثر فشار کاری تا 100 پوند بر اینچ مربع و طول مبدل 20 فوت) داده شده است و برای سایر شرایط هزینه خرید مبدل باید با توجه به رابطه (الف-5) اصلاح شود [18]:

$$Z_{\text{heat exchanger}} = F_p F_L F_M Z \quad (5-الف)$$

که در رابطه فوق F_p ضریب تصحیح فشار، F_M ضریب تصحیح جنس و F_L ضریب تصحیح طول می‌باشند که نحوه تعیین ضرایب تصحیح در مراجع آمده است. برای محاسبه هزینه اولیه پمپ‌های سانتریفیوژ می‌توان از رابطه (الف-6) استفاده کرد [18]:

$$Z = \exp\{9.2951 - 0.6019 \ln(S) + 0.0519 (\ln(S))^2\} \quad (6-الف)$$

که در رابطه فوق S، اصطلاحاً فاکتور اندازه گفته می‌شود و با استفاده از رابطه (الف-7) تعیین می‌شود:

$$S = Q(H)^{0.5} \quad (7-الف)$$

که در آن Q دبی جرمی گذرنده از پمپ بر حسب گالن بر دقیقه (gpm) و H هد پمپ بر حسب فوت (ft) می‌باشند و رابطه فوق برای حالت خاص (تک مرحله‌ای، دور شفت 3600rpm، جهت شکاف عمودی و جنس چدن) داده شده است. برای سایر انواع پمپ‌های سانتریفیوژ و سایر مواد ساخت، هزینه خرید پمپ باید با توجه به رابطه (الف-8) اصلاح شود که در آن F_T ضریب تصحیح نوع و F_M ضریب تصحیح جنس پمپ می‌باشند که نحوه تعیین ضرایب تصحیح در مراجع آمده است [18]:

$$Z_{\text{pump}} = F_T F_M Z \quad (8-الف)$$

هزینه خرید مبدل حرارتی زمینی عمودی را می‌توان بر اساس طول آن با استفاده از رابطه (الف-9) محاسبه کرد [8]:

$$Z_{\text{ghx}} = 1.11 L_p + 19.1 L_b \quad (9-الف)$$

کلکتور مورد استفاده در این تحقیق، کلکتور مدل A ساخت شرکت تولیدی-صنعتی سنگرکار است و طی تحقیقات انجام شده هزینه هر متر مربع از این کلکتور حدود 100 دلار هزینه در بر خواهد داشت. هزینه خرید هر عدد شیر انبساط 300 دلار در نظر گرفته می‌شود. البته لازم به ذکر است که تمام قیمت‌های موجود باید به‌روز شوند که بدین منظور از رابطه (الف-10) استفاده می‌شود [1]:

$$Z_2 = Z_1 \left(\frac{I_2}{I_1}\right) \quad (10-الف)$$

که در آن Z_1 و Z_2 به ترتیب هزینه به‌روز شده و هزینه تجهیزات در سال مرجع می‌باشند. I_1 و I_2 نیز شاخص هزینه در سال‌های جدید (در این تحقیق سال 2013) و مرجع می‌باشند که برخی مقادیر آن در جدول الف-1 آمده است [19].

- [20] Wm. J. Garland, R.J. Wilson, j. Bartak, j. Cizek, M. Stasny, I. Zentrich, Extensions to the approximation functions for the fast calculation of saturated water properties, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 136, No. 3, pp. 381-388, 1992.
- [21] E. U. Kucuksille, R. Selbas, A. Sencan, Prediction of thermodynamic properties of refrigerants using data mining, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 2, pp. 836-848, 2011.
- [22] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, Design and construction of a LiBr-water absorption machine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, No. 15, pp. 2483-2508, 2003.
- refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, pp. 13-25, 2013.
- [16] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, T. Meyarivan, A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, Vol. 6, pp. 182-197, 2002.
- [17] M.J. Asgarpour, *Multiple Criteria Decision Making*, 10th Edition, pp. 252-260, University of Tehran Press, 2011. (in Persian فارسی)
- [18] W.D. Seider, J.D. Seader, D.R. Lewin, *Product And Process Design Principles, Synthesis, Analysis, and Evaluation*, Second Edition, pp. 508-536, John Wiley and Sons, USA, 2003.
- [19] Chemical Engineering Plant Cost Index (based on construction costs for chemical plants, reported monthly in the magazine *Chemical Engineering*), accessed January 2015; <http://www.chemengonline.com>.