

# مدلسازی و بهینه سازی فنی اقتصادی سیستم‌های هیبریدی تولید سرمایش، گرما، توان و آب

## شیرین

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، کرمان، ایران، h.hajabdollahi@vru.ac.ir  
 کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، کرمان، ایران،  
 vahidghamari754@yahoo.com

حسن حاج عبداللهی\*

وحید قمری

### چکیده

در این پژوهش بهمدلسازی یک سیستم آب شیرین کن MEE-TVC و یک سیستم تولید همزمان سرمایش، گرما و توان CCHP پرداخته می‌شود. در سیستم تولید همزمان، آب شیرین کن بهسیستم CCHP کوپل شده و انرژی مورد نیاز خود را از محرک اصلی و یک دیگ پشتیبان تامین می‌نماید. این سیستم نیازهای سرمایش، گرما، برق و آب شیرین یک هتل را فراهم می‌کند. در سیستم سنتی تامین نیازهای هتل بهصورت جداگانه، توسط هر یک از تجهیزات سیستم تولید همزمان، انجام می‌گردد. کوپل این دو سیستم با یکدیگر منجر به کاهش آلاینده‌های زیست محیطی و هزینه سالیانه نسبت بهسیستم سنتی خواهد شد. نتایج نشان می‌دهد که هزینه سالیانه و جریمه انتشار آلاینده برای سیستم تولید همزمان ۳۹/۳۴٪ و ۴۰/۶۵٪ بهترتیب، نسبت بهسیستم سنتی کاهش یافته است. هم چنین افزایش مصرف انرژی تجهیزات با عملکرد و بازده آن‌ها در بار جزئی بهینه نسبت بهحداکثر عملکرد و بازده در یک بار جزئی خاص، محاسبه شده که حداکثر آن‌ها در ماه هشتم برای چیلرهای جذبی و الکتریکی ۹۱٪ و ۹۴٪ و در ماه دوازدهم برای دیگ پشتیبان و موتور دیزل ۴۵٪ و ۶٪ بهترتیب، حاصل شده است.

واژه‌های کلیدی: مدلسازی، بهینه سازی، سیستم‌های تولید همزمان، آب شیرین کن‌های تبخیری، ارزیابی اقتصادی.

## Thermoeconomic modeling and optimization of combined production of cooling, heating, power and desalinated water system

H. Hajabdollahi  
 V. Ghamari

Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, kerman, Iran  
 Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, kerman, Iran

### Abstract

In this study, thermal modeling and optimization of combined production of cooling, heating, power (CCHP) and desalinated water system are carried out. In the cogeneration system, the desalination plant is coupled to the CCHP system and supplies its required energy from the prime mover and a backup boiler. This system meets the cooling, heating, electricity and fresh water needs of a hotel. In the traditional system, the hotel demands are met separately, by each of the equipment of the cogeneration system. Coupling the two systems together will reduce environmental pollution and annual costs compared to the traditional system. The results show that the annual cost and penalty of pollutant emissions for the cogeneration system decreased by 39.34% and 40.65%, respectively, compared to the traditional system. Also, the increase in energy consumption of equipment with their performance and efficiency in optimal partial load compared to the maximum performance and efficiency in a particular partial load has been calculated, the maximum of which in the eighth month for absorption and electrical chillers by 91% and 94% and per month Twelfth for backup boiler and diesel engine at 45% and 6%, respectively.

**Keywords:** Modeling, Thermoeconomic Optimization, Cogeneration systems, Desalination, Economic assessment.

آب گرم و یا هوای گرم مورد استفاده قرار می‌گیرد و در صورتی که از انرژی‌های واحد تولید توان برای ایجاد سرمایش، با استفاده از سیستم‌های سرمایشی استفاده شود، بهاختصار CCHP<sup>۲</sup> نامیده می‌شود [۳]. تا به حال پژوهشگران زیادی در زمینه‌ی مدلسازی و بهینه سازی سیستم‌های تولید همزمان تحقیق نموده‌اند [۴ و ۵].

حاج عبداللهی و همکاران [۶] بهمدلسازی و بهینه سازی گرمایی نیروگاه CCHP با در نظر گرفتن نسبت سرمایش الکتریکی و بار جزئی بهعنوان متغیرهای مستقل پرداختند. هدف از این مطالعه مقایسه یک استراتژی عملیاتی جدید به نام نسبت خنک کنندگی الکتریکی متغیر VER<sup>۳</sup> با نسبت خنک کنندگی الکتریکی ثابت CER<sup>۴</sup> برای اقلیم‌های مختلف از جمله گرم، سرد و معتدل است. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهند که استراتژی VER، مزیت بیشتری در مقایسه با استراتژی

### ۱- مقدمه

امروزه بهدلیل کمبود منابع سوخت‌های فسیلی و گرم شدن کره زمین با مصرف این انرژی، بهره برداری از سیستم‌های با راندمان بالاتر مانند سیستم‌های تولید همزمان، اهمیت روز افزونی یافته است. در سیستم‌های تولید همزمان سرمایش، گرما، توان و آب شیرین علاوه بر کاهش انتشار آلاینده‌های زیست محیطی، مصرف سوخت نیز کاهش می‌یابد [۱].

واردات مکرر آب شیرین یک گزینه گران است و بنابراین، آب شیرین از آب دریا توسط آب شیرین کن تولید می‌شود که به مقدار قابل توجهی انرژی نیاز دارد [۲]. در تولید همزمان گرما و توان CHP<sup>۱</sup> از انرژی شیمیایی سوخت، انرژی گرمایی و مکانیکی تولید می‌گردد. معمولاً انرژی مکانیکی برای تولید برق و انرژی گرمایی برای تولید بخار،

<sup>2</sup> Combined cooling, heating, power and water

<sup>3</sup> Variable electric cooling ratio

<sup>4</sup> Constant electric cooling ratio

<sup>1</sup> Combined Heat and power

CER در تمام اقلیم‌های مورد مطالعه دارد.

موتاز و همکارانش [۷] یک مدل ریاضی حالت پایدار آب شیرین کن‌های تبخیری با تراکم بخار گرمایی<sup>۱</sup> MEE(TVC) را ارائه نمودند. در این مطالعه تاثیر متغیرهای مهم طراحی بر عملکرد سیستم، مورد بررسی قرار گرفت. این پارامترها شامل تعداد اثرات تبخیر، فشار بخار محرک، دمای بیشینه آب‌نمک، اختلاف دمای هوا و آب تغذیه می‌شوند. نتایج مدل‌سازی عددی نیز با چند سیستم تولید آب شیرین مقایسه شد و خطاهای بسیار ناچیزی را نشان داد.

عبدالعلی پور عدل [۸] و همکارانش یک سیستم تولید همزمان توان، آب شیرین، گرمایش و هیدروژن بر مبنای انرژی زمین گرمایی را از منظر انرژی و اگزروی تحلیل نمودند. سه دیدگاه مختلف از جمله توان خالص تولیدی، بازده گرمایی و بازده اگزروی را برای بهینه سازی در نظر گرفتند؛ همچنین یک مطالعه پارامتری روی سیستم انجام دادند. نتایج نشان دادند که مقادیر توان خالص تولیدی ۵۰۹۱ کیلووات، آب شیرین تولیدی ۴۱/۷۵ کیلوگرم بر ثانیه، بازده گرمایی ۱۵/۵۸٪، بازده اگزروی ۴۳/۴۴٪، هیدروژن تولیدی ۲/۸۳ کیلوگرم بر ساعت و مقدار گرمایش ۳۵۰/۶ کیلووات می‌باشد.

عمیدپور و همکارانش [۹] به‌شبهه سازی و بهینه سازی آب شیرین کن‌های تبخیری چند اثره کوپل شده با توربین گاز پرداختند. آن‌ها با استفاده از یک دیگ با زایاب<sup>۲</sup> HRSG انرژی لازم برای آب شیرین کن تبخیری را از گرمای خروجی توربین گاز تامین نمودند. سه رویکرد بهینه‌سازی توسط الگوریتم ژنتیک و الگوریتم اجتماع پرندگان مورد بررسی قرار گرفت. رویکرد اول یک مساله بهینه‌سازی کلی است که سیستم ترکیبی را به‌طور کامل بهینه می‌کند. رویکرد دوم، به‌عنوان یک روش ابتکاری، یک روش بهینه‌سازی محلی است، که HRSG و ME-TVC را در دو مرحله مجزا بهینه‌سازی می‌کنند در حالی که رویکرد سوم یک بهینه‌سازی چند هدفه است. در نهایت، نتایج روش‌های اول و دوم نشان می‌دهد که حداقل مقدار تابع هدف حاصل سیستمی با بهره‌وری بالاتر ارائه می‌دهد.

احمدی و همکارانش [۱۰] به‌ارزیابی انرژی، زیست محیطی و اقتصادی یک سیستم تولید همزمان CCHP و آب شیرین کن پرداختند. آن‌ها سیستم ترکیبی را با سیستم تولید جداگانه آب شیرین که یک نوع آن آب شیرین کن MED و دیگری اسمز معکوس<sup>۳</sup> RO با محرک موتور گازسوز است مورد مقایسه قرار دادند. نتایج حاصل شده نشان دادند که راندمان تولید توان متوسط سالیانه، نسبت ذخیره انرژی اولیه سالیانه<sup>۴</sup> APESR و نسبت ذخیره هزینه کل سیستم نسبت به سیستم معمولی افزایش می‌یابد.

علوی و همکارانش [۱۱] سه نوع چرخه توربین گازی را با آب شیرین کن گرمایی چند مرحله ای با تراکم بخار ادغام و از دیدگاه ترمودینامیکی و اگزروتیکی تحلیل نمودند. سیستم اول چرخه توربین گاز ساده بدون تزریق بخار، سیستم دوم تزریق بخار به‌داخل محفظه احتراق و سیستم سوم تزریق بخار در قبل از محفظه احتراق صورت

پذیرفت. یک مطالعه پارامتری نیز برای بازده اگزروی، توان خروجی، نرخ تخریب اگزروی و عوامل موثر بر تولید توان و آب شیرین انجام گردید. نتایج نشان دادند با تزریق بخار در قبل و به‌داخل محفظه احتراق توان خروجی در حدود ۲۰ درصد افزایش می‌یابد؛ در حالی که تولید آب شیرین ۵۰ درصد کاهش می‌یابد. همچنین راندمان اگزروی در مدل‌های با تزریق بخار، ۴ درصد نسبت به مدل بدون تزریق بخار افزایش می‌یابد و در مدل‌های تزریق بخار در قبل و به‌داخل محفظه احتراق با اعمال تزریق بخار، نرخ تخریب اگزروی روند کاهشی پیدا می‌کند.

صدری و همکارانش [۱۲] یک آب شیرین کن تبخیری MED-TVC را مدل‌سازی نمودند. برای تامین گرما و افزایش بازده سیستم یک بویلر بازیاب گرما به‌کار گرفته شد. هدف استفاده از بویلر بازیاب گرما، کاهش مصرف سوخت برای تولید آب شیرین و قیمت آن بود. معادلات حاکم بر مسئله در نرم افزار متلب مدل‌سازی شده و بهینه سازی آن توسط الگوریتم ژنتیک با هدف های افزایش ضریب عملکرد سیستم و کاهش سطح انتقال گرما مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج به‌دست آمده کاهش در سطح انتقال گرمای کلی (زیرواحد ها و چگالنده) را در مقابل افزایش ضریب عملکرد سیستم نشان داد.

با توجه به‌مروزی بر پژوهش‌های پیشین، در این مقاله به‌بررسی فنی اقتصادی یک سیستم تولید همزمان سرمایش، گرما، توان و آب شیرین با استفاده از یک موتور دیزل به‌عنوان محرک اصلی پرداخته می‌گردد. پس از مدل‌سازی سیستم CCHP و آب شیرین کن MEE-TVC با هدف کاهش هزینه سالیانه سیستم برای یک هتل در استان هرمزگان، متغیرهای طراحی شامل ۱۲ بار جزئی برای موتور دیزل در کل سال، ظرفیت موتور دیزل، ظرفیت دیگ پشتیبان، ظرفیت چیلر الکتریکی، ظرفیت چیلر جذبی، نسبت سرمایش الکتریکی، تعداد اثرات آب شیرین کن، فشار بخار محرک آب شیرین کن، دبی آب تغذیه دریا و دبی بخار محرک که مجموعاً ۲۱ مورد است انتخاب می‌شود.

پس از انجام بهینه سازی، به‌مقایسه سیستم تولید همزمان با سیستم سنتی که در آن سرمایش، گرما، توان و آب شیرین به‌صورت جداگانه توسط هر یک از تجهیزات سیستم تولید همزمان تامین می‌شود از لحاظ اقتصادی برای تولید آلاینده‌های زیست محیطی CO<sub>2</sub> و هزینه سالیانه پرداخته می‌شود. در نهایت اثر بار جزئی بهینه تجهیزات سیستم CCHP بر روی عملکرد و بازده آنها مورد بررسی قرار می‌گیرد.

## ۲- شرح فرایند سیستم تولید همزمان سرمایش،

### گرما و توان و آب شیرین<sup>۵</sup> CCHPW:

در این سیستم تولید توان، توسط محرک اصلی در شکل ۱ که همان موتور دیزل است انجام می‌شود. گرمای خروجی از اگزوز و آب با استفاده از یک مبادله کن گرمایی بازیابی شده و توسط چیلر جذبی به‌سرمایش تبدیل می‌گردد. همچنین بخشی از این انرژی بازیافت شده به‌منظور گرمایش و بخش دیگر توسط آب شیرین کن گرمایی، برای تولید آب شیرین به‌کار می‌رود. آب شیرین کن مورد نظر از نوع تبخیری چند اثره با تراکم بخار گرمایی MEE-TVC است. چنانچه این

<sup>1</sup> Multi-effect evaporation with thermal vapor compression

<sup>2</sup> Heat recovery steam generator

<sup>3</sup> Reverse osmosis

<sup>4</sup> Annual primary energy saving ratio

<sup>5</sup> Combined cooling, heating, power and water

افزایش دمای جوش آب در یک فشار مشخص<sup>۱</sup> BPE برابر با ۰/۸ بوده که در صورت مدلسازی آن از رابطه ی زیر استفاده می گردد [۷]:

$$BPE = X_b \cdot [B + (C \cdot X_b)] \cdot (10)^{-3} \quad (4)$$

گرمای ویژه ی آب که تابعی از دما و شوری آب است از رابطه ی زیر حاصل می گردد [۷]:

$$C_p = \left[ a + (b \cdot T_1) + (c \cdot (T_1)^2) + (d \cdot (T_1)^3) \right] \cdot (10)^{-3} \quad (5)$$

فشار بخار متراکم شده  $P_s$  و بخار کشیده  $P_{ev}$  توسط اجکتور از روابط زیر حاصل می شود [۱۳]:

$$P_s = 1000 \times \exp \left( \frac{-3892.7}{T_s + 273.15 - 42.6776} + 9.5 \right) \quad (6)$$

$$P_{ev} = 1000 \times \exp \left( \frac{-3892.7}{T_s + 273.15 - 42.6776} + 9.5 \right) \quad (7)$$

فشار بر حسب کیلو پاسکال و دما بر حسب درجه سلسیوس است. بخش مهمی از مدلسازی سیستم MEE-TVC محاسبه ی نسبت بخار محرک به بخار کشیده شده توسط اجکتور می باشد. مقدار بهینه این نسبت باعث کم شدن میزان بخار محرک شده و نهایتاً عملکرد سیستم بهتر می شود. نسبت انبساط و نسبت تراکم در اجکتور به ترتیب از روابط زیر محاسبه می شوند [۷]:

$$ER = \frac{P_m}{P_{ev}} \quad (8)$$

$$CR = \frac{P_s}{P_{ev}} \quad (9)$$

در صورتی که جریان محرک و سیال مکش شده بخار آب باشد معادله مدل برای محاسبه نسبت مکش (Ra) به شرح زیر است:

$$R_a = 0.235 \left( \frac{P_s}{P_{ev}} \right)^{1.19} \times (ER)^{0.015} \quad (10)$$

میزان بخار مکش شده از رابطه ی زیر تعیین می گردد:

$$D_{ev} = \frac{D_m}{R_a} \quad (11)$$

دمای شوراب در هر اثر به اندازه  $\Delta T$  کمتر از اثر قبل است. از این رو، با فرض اینکه دمای آب نمک در اثر  $i$  به مقدار  $T_i$  است، بنابراین می توان دمای آب نمک در اثر بعدی  $i+1$ ، را با استفاده از معادله زیر بدست آورد [۷]:

$$T_{i+1} = T_i - \Delta T, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (12)$$

دمای بخار در هر اثر به صورت زیر محاسبه می گردد:

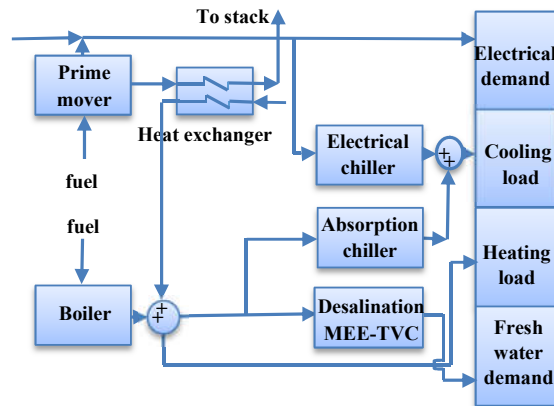
$$T_{vi} = T_i - BPE \quad (13)$$

دبی آب تغذیه برای هر اثر از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$F_i = \frac{F}{n}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (14)$$

دمای چگالش بخار  $T_{ci}$  در مقایسه با دمای جوش  $T_i$  به مقدار BPE، تلفات ناشی از افت فشار در قطره گیر  $\Delta T_p$ ، افت فشار اصطکاکی در خط اتصال  $\Delta T_c$  و فرایند تراکم  $\Delta T_e$ ، کم تر بوده و رابطه ی آن به صورت زیر است [۷]:

گرمای اضافی کمتر از مصرف تجهیزات باشد دیگ پشتیبان آنرا تامین می نماید. علاوه بر این از یک چیلر الکتریکی به منظور تامین بخشی از سرمایش نیز، استفاده می گردد.



شکل ۱- طرحواره سیستم تولید همزمان سرمایش، گرما، توان و آب شیرین

### ۳- مدلسازی ترمودینامیکی

#### ۳-۱- فرضیات مدلسازی آب شیرین کن:

- ۱- اختلاف دما در تمامی اثرات یکسان می باشند.
- ۲- آب تقطیر شده عاری از نمک است.
- ۳- سیستم در شرایط پایا کار می کند.
- ۴- گرمای ویژه برای آب تغذیه (آب دریا) با شوراب و آب شیرین برابر است.
- ۵- افزایش نقطه جوش برای همه ی اثرات یکسان و ۰/۸ می باشد.
- ۶- تلفات ترمودینامیکی ناچیز است.
- ۷- عملکرد آب شیرین کن در بارهای جزئی ثابت است.

#### ۳-۲- معادلات حاکم بر آب شیرین کن (MEE(TVC):

در این بخش یک مدل ریاضی از آب شیرین کن ارائه شده است. این مدل برای توازن مواد و انرژی در تبخیرکننده ها، کمپرسور بخار گرمایی، محفظه های فلش و چگالنده انتهایی است. متغیرهای طراحی شامل تعداد اثرات  $n$ ، فشار بخار محرک  $P_s$ ، دبی آب تغذیه  $F$  و دبی بخار محرک  $D_m$  می باشد. بقیه ی پارامترها ثابت در نظر گرفته شده اند. به طور کلی مدل ریاضی به سه قسمت شامل موازنه جرم، موازنه انرژی و معادلات انتقال گرما تقسیم می شود. همچنین در این مدل معادلات ضرایب انتقال گرما و خصوصیات فیزیکی آب در نظر گرفته شده است. با فرض ثابت بودن اختلاف دما در همه ی اثرات، برای محاسبه ی آن از رابطه ی زیر استفاده می کنیم [۷]:

$$\Delta T = \frac{T_1 - T_n}{n-1} \quad (1)$$

دمای بخار فشرده شده  $T_s$  از رابطه ی زیر حاصل می گردد:

$$T_s = T_1 + \Delta T \quad (2)$$

دمای بخار در آخرین اثر از رابطه ی زیر به دست می آید [۷]:

$$T_{v_n} = T_n - BPE \quad (3)$$

<sup>1</sup> Boiling point elevation

$$D_i = \frac{(D_{i-1} \cdot \lambda_{i-1} + d_{i-1} \cdot \lambda_{i-1} + d_{i-1}^* \cdot \lambda_{i-1}^*)}{\lambda_i} - F_i \cdot C_p \cdot (T_i - T_f) + B_{i-1} \cdot C_p \cdot (T_{i-1} - T_i) \quad i=3,4,\dots,n \quad (29)$$

مقدار کل چگالش ( $D_i$ ) توسط رابطه ی زیر حاصل می گردد [۴]:

$$D_t = D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_n = \sum_{i=1}^n D_i, \quad i=1,2,3,\dots,n \quad (30)$$

شوراب خروجی و شوری اثر ۳ تا n به ترتیب از معادلات زیر محاسبه می شوند [۷]:

$$B_i = F_i + B_{i-1} - D_i, \quad i=3,4,\dots,n \quad (31)$$

$$X_{b_i} = \frac{X_f \cdot F_i + X_{b_{i-1}} \cdot B_{i-1}}{B_i}, \quad i=3,4,\dots,n \quad (32)$$

بخارات ایجاد شده در اثر آخر به دو بخش تقسیم می شود، که یک بخش آن به چگالنده ( $D_o$ ) وارد شده و دیگری توسط کمپرسور بخار گرمایی ( $D_{ev}$ ) کشیده می شود. مقدار بخار وارد شده به چگالنده با رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$D_c = D_n - D_{ev} \quad (33)$$

ضریب انتقال گرمای کلی از رابطه ی زیر به دست می آید [۱۰]:

$$U_i = \left( \frac{1939.4 + 1.40562 \times T_i - 0.0207525 \times (T_i)^2}{1000} + \frac{0.0023186 \times (T_i)^3}{1000} \right) \quad (34)$$

سطح انتقال گرما برای اثر اول با استفاده از رابطه زیر حاصل می گردد:

$$A_1 = \frac{(D_s + D_{ev}) \cdot \lambda_s}{U_1 \cdot (T_s - T_1)} \quad (35)$$

سطح انتقال گرما برای اثر ۲ تا n با استفاده از رابطه زیر به دست می آید [۷]:

$$A_i = \frac{D_i \cdot \lambda_i}{U_i \cdot (T_{c_i} - T_i)}, \quad i=2,3,4,\dots,n \quad (36)$$

کل سطح انتقال گرمای اثرات با استفاده از رابطه زیر به دست می آید:

$$A_c = A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_n = \sum_{i=1}^n A_i, \quad i=1,2,3,\dots,n \quad (37)$$

میانگین اختلاف دمای لگاریتمی و ضریب انتقال گرمای کلی چگالنده با استفاده از دو معادله زیر قابل محاسبه است [۷]:

$$(LMTD)_c = \frac{(T_f - T_{cw})}{\ln \left[ \frac{T_{v_n} - T_{cw}}{T_{c_n} - T_f} \right]} \quad (38)$$

$$U_c = 1.7194 + 3.2063 \times 10^{-2} \times T_{v_n} - 1.5971 \times 10^{-5} \times (T_{v_n})^2 + 1.9918 \times 10^{-7} \times (T_{v_n})^3 \quad (39)$$

سطح انتقال گرمای چگالنده از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$A_c = \frac{D_c \cdot \lambda_n}{U_c \cdot (LMTD)_c} \quad (40)$$

دبی آب خنک کن با استفاده از قانون بقای انرژی به صورت زیر حاصل می گردد [۷]:

$$M_{cw} = \frac{D_c \cdot \lambda_n}{C_p \cdot (T_f - T_{cw})} \quad (41)$$

سطح انتقال گرمای مخصوص به صورت مجموع سطح انتقال

$$T_{c_i} = T_i - BPE - \Delta T_p - \Delta T_i - \Delta T_c \quad (15)$$

گرمای نهان بخار محرک، بخار در تبخیرکننده و چگالنده از به ترتیب از روابط زیر حاصل می گردد:

$$\lambda = 2589.583 + 0.9156 \times T - 4.834 \times 10^{-2} \times T^2 \quad (16)$$

در معادلات بالا دما برحسب درجه سلسیوس و گرمای نهان بر حسب kJ/kg می باشد. بخار تولید شده در اثر اول با استفاده از قانون بقای انرژی به صورت زیر به دست می آید [۷]:

$$D_1 = \frac{(D_m + D_{ev}) \cdot \lambda_s - F_1 \cdot C_p \cdot (T_1 - T_f)}{\lambda_i} \quad (17)$$

موازنه غلظت آب نمک از رابطه زیر حاصل می شود:

$$X_{b_1} = \frac{F_1}{(F_1 - D_1)} \cdot X_f \quad (18)$$

بخار تولید شده در اثر دوم از رابطه زیر به دست می آید [۴]:

$$D_2 = \frac{D_1 \cdot \lambda_1 - F_2 \cdot C_p \cdot (T_2 - T_f) + B_1 \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2)}{\lambda_2} \quad (19)$$

شوراب خروجی اثر دوم و میزان شوری آن، به ترتیب از معادلات زیر محاسبه می شوند [۷]:

$$B_2 = F_2 + B_1 - D_2 \quad (20)$$

$$X_{b_2} = \frac{X_f \cdot F_2 + X_{b_1} \cdot B_1}{B_2} \quad (21)$$

بازده فلش برای اثرات ۲ تا n از رابطه ی زیر به دست می آید [۱۵]:

$$NEA_i = \frac{33 \cdot (T_{i-1} - T_{v_i})^{0.55}}{T_{v_i}}, \quad i=2,3,4,\dots,n \quad (22)$$

دمای خنک کننده هوا هنگام ورود به اثر می تواند با استفاده از معادله زیر محاسبه شود [۷]:

$$T' = T_i + NEA_i, \quad i=2,3,4,\dots,n \quad (23)$$

رابطه ی زیر برای گرمای نهان تبخیر در دمای  $T'$  به کار می رود:

$$\lambda' = 2589.583 + 0.9156 \cdot T' - 4.834 \cdot 10^{-2} \cdot T'^2 \quad (24)$$

بخار فلش شده از شوراب از اثر ۲ تا n از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$d_i = \frac{B_{i-1} \cdot C_p \cdot (T_{i-1} - T'_i)}{\lambda_i}, \quad i=2,3,4,\dots,n \quad (25)$$

به منظور محاسبه ی مقدار NEA برای محفظه فلش می توان از رابطه ی زیر استفاده نمود [۷]:

$$NEA'_i = \frac{33 \cdot (T_{c_{i-1}} - T_{v_i})^{0.55}}{T_{v_i}}, \quad i=2,3,4,\dots,n \quad (26)$$

دمای چگالش بخارات ورودی به محفظه های فلش را می توان با استفاده از رابطه زیر به دست آورد:

$$T'' = T_{v_i} + NEA'_i, \quad i=2,3,4,\dots,n \quad (27)$$

بخار فلش شده در محفظه های فلش به صورت زیر به دست می آید [۷]:

$$d'_i = D_{i-1} \cdot C_p \cdot \left( \frac{T_{c_{i-1}} - T''_i}{\lambda'_i} \right), \quad i=2,3,4,\dots,n \quad (28)$$

مقدار بخار ایجاد شده از اثر ۳ تا n می تواند با استفاده از رابطه ی زیر حاصل گردد [۷]:

### ۳-۳-۲- موتور دیزل به عنوان محرک اصلی

کل انرژی ورودی ( $\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f$ ) در موتور دیزل به توان و گرما تبدیل می‌شود. توان برای برق مصرفی چیلر الکتریکی و برق مورد نیاز ساختمان مورد استفاده قرار می‌گیرد. آن بخش از گرما که بازایی می‌شود، به منظور مصارف گرمایی به کار برده شده و باقی مانده ی آن به محیط هدر می‌رود. روابط زیر فرمول‌های ریاضی برای برازش منحنی‌های توان و نرخ گرمای قابل بازیافت هستند، تا آن‌ها را به عنوان تابعی از بار جزئی بدست آورند [۱۶]:

$$\frac{\dot{E}_{DE,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = (1.07 \exp(-0.0005736(PL)) - 1.259 \exp(-0.05367(PL))) \cdot \eta_{D,nom} \quad (51)$$

تغییرات گرمای قابل بازیافت از آب و اگزوز بر حسب بار جزئی به ترتیب، از توابع زیر محاسبه می‌شوند [۱۶]:

$$\frac{\dot{Q}_{wj,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = 24.01 \exp(-0.0248(PL)) + 15.35 \exp(0.002822(PL)) \quad (52)$$

$$\frac{\dot{Q}_{ex,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = 0.001016(PL)^2 - 0.1423(PL) + 31.72 \quad (53)$$

که  $\eta_{D,nom}$ ،  $\dot{m}_f$  و  $LHV_f$  به ترتیب بازده نامی موتور دیزل، نرخ مصرف سوخت موتور دیزل و ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد. به علاوه تابع مصرف سوخت موتور دیزل در بار جزئی به صورت زیر می‌باشد [۱۶]:

$$\frac{\dot{m}_{f,PL}}{\dot{m}_{f,nom}} = -0.02836 \exp(0.03254(PL)) + 0.2556 \exp(0.01912(PL)) \quad (54)$$

که  $\dot{m}_f$  مصرف سوخت نامی موتور دیزل از رابطه زیر حاصل می‌گردد [۱۷]:

$$\dot{m}_{f,nom} = \frac{\dot{W}_D}{\eta_{D,nom} \cdot LHV_f} \quad (55)$$

که در آن  $\eta_{D,nom}$  بازده موتور دیزل بر حسب ظرفیت نامی و  $LHV_f$  ارزش حرارتی سوخت می‌باشد.

### ۳-۳-۳- بازده و ضریب عملکرد تجهیزات سیستم CCHP

با توجه به تغییر تقاضای بار در طی یک سال، عملکرد تجهیزات CCHP مانند موتور دیزل، دیگ پشتیبان و چیلر تحت تأثیر بار جزئی آن‌ها است. بازده گرمایی دیگ پشتیبان و همچنین ضریب عملکرد چیلرهای جذبی و الکتریکی به ترتیب، تابعی از بار جزئی به صورت زیر است [۱۶]:

$$\frac{\eta_{th,PL}}{\eta_{th,nom}} = 0.0951 + 1.525(PL) - 0.6249(PL)^2 \quad (56)$$

$$\frac{COP_{PL,ab}}{COP_{nom,ab}} = \frac{PL}{0.75(PL)^2 + 0.0195(PL) + 0.213} \quad (57)$$

$$\frac{COP_{PL,el}}{COP_{nom,el}} = 1.819(PL) - 0.819(PL)^2 \quad (58)$$

به علاوه بازده موتور دیزل بر حسب ظرفیت نامی با استفاده از تابع زیر تخمین زده می‌شود [۱۷]:

گرمای اثرات و چگالنده بر کل آب تولید شده مانند زیر محاسبه می‌گردد:

$$A_d = \frac{A_e + A_c}{D_t} \quad (42)$$

عملکرد سیستم MEE-TVC تحت عنوان GOR به صورت زیر تعریف می‌گردد [۷]:

$$GOR = \frac{D_t}{D_m} \quad (43)$$

یکی از مهم ترین ویژگی آب شیرین کن‌های گرمایی، مصرف گرمای مخصوص است. که تعریف آن، مقدار انرژی گرمایی مصرف شده توسط سیستم برای تولید 1 kg آب شیرین می‌باشد. این رابطه با استفاده از قانون اول ترمودینامیک به صورت زیر محاسبه می‌شود [۷]:

$$Q = \frac{D_m \cdot \lambda_m}{D_t} \quad (44)$$

### ۳-۳-۳- معادلات حاکم بر سیستم تولید همزمان سرمایش،

#### گرما، توان و آب شیرین CCHPW:

کل تقاضای گرمایش (مجموع بار گرمایش ساختمان، بار گرمایی برای چیلر جذبی و آب شیرین کن) از رابطه زیر حاصل می‌گردد [۶]:

$$\dot{H}_{dmm,tot} = D_m \cdot \lambda_m + \dot{H}_{dmm} + (1-\alpha) \cdot \frac{\dot{Q}_{dmm}}{COP_{ch,ab}} \quad (45)$$

جمله اول معادله بالا مربوط انرژی مصرفی مورد نیاز برای آب شیرین کن تبخیری است.  $D_m$  و  $\lambda_m$  به ترتیب دبی بخار محرک و گرمای نهان در اثر اول آب شیرین کن می‌باشند. تقاضای کل گرما  $\dot{H}_{dmm,tot}$  از طریق گرمای بازایی شده از موتور دیزل و در صورت لزوم از دیگ کمکی تأمین می‌شود.  $\alpha$  به ترتیب بار گرمایی مورد نیاز و نسبت سرمایش الکتریکی هستند. که در آن  $\alpha$  به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{ch,el}}{\dot{Q}_{dmm}} \quad (46)$$

میزان سرمایش الکتریکی در طول سال ثابت انتخاب شده است. کل تقاضای برق  $\dot{E}_{dmm,tot}$  شامل مجموع بار برق برای ساختمان و مصرف برق چیلر الکتریکی، که توسط موتور دیزل و شبکه تأمین می‌شود، به صورت زیر محاسبه می‌شود [۶]:

$$\dot{E}_{dmm,tot} = \dot{E}_{dmm} + \alpha \cdot \frac{\dot{Q}_{dmm}}{COP_{ch,el}} \quad (47)$$

#### ۳-۳-۱- چیلر جذبی، چیلر الکتریکی و دیگ پشتیبان:

با استفاده از قانون اول ترمودینامیک گرمای مصرفی برای چیلر جذبی، برق مصرفی چیلر الکتریکی و سوخت مصرفی برای دیگ پشتیبان به ترتیب از روابط زیر حاصل می‌شوند [۶]:

$$\dot{H}_{ch,ab} = \frac{\dot{Q}}{COP_{ch,ab}} \quad (48)$$

$$\dot{E} = \frac{\dot{Q}}{COP_{ch,el}} \quad (49)$$

$$\dot{m}_{f,b} = \frac{\dot{H}}{(\eta_b \cdot LHV_f)} \quad (50)$$

که در آن  $\dot{Q}$  و  $\dot{H}$  به ترتیب بار سرمایی چیلر و بار گرمایی دیگ پشتیبان هستند.

$$\eta_{nom, DE} = (0.00095E_{nom} + 42.1) / 100 \quad (59)$$

#### ۴- تابع هدف، متغیرهای طراحی و قیدها:

##### ۴-۱- سیستم تولید همزمان

در این مطالعه کمینه سازی هزینه ی کل سالیانه اعم از هزینه ی اولیه تجهیزات، هزینه ی بهره برداری و نگهداری با احتساب نرخ تورم، به عنوان تابع هدف برای سیستم تولید همزمان به صورت زیر در نظر گرفته شده است [۶]:

$$TAC (\$/ \text{ year}) = \sum_{j=1}^5 (\alpha \phi C_{in})_j + \sum_{i=1}^N [\dot{E}_{b,i} \times \phi_{e,b,i} + \dot{m}_{f,i} \times LHV_f \times \phi_{f,i} + 3600 \times \dot{m}_{co_2,i} \times \psi_{em}] \times \tau_i \quad (60)$$

که  $C_{in}$  و  $z$  در رابطه ی بالا به ترتیب تعداد و سرمایه گذاری تجهیزات سیستم شامل (موتور دیزل، دیگ پشتهایان، چیلر الکتریکی، چیلر جذبی و آب شیرین کن تبخیری) می باشد. ضریب سالیانه کننده  $\alpha$  با استفاده از رابطه ی زیر به دست می آید [۶]:

$$\alpha = \frac{ir}{1 - (1 + ir)^{-k}} \quad (61)$$

که در آن  $ir$  نرخ تورم و  $k$  عمر تجهیزات می باشد.  $\Phi$  ضریب تعمیر و نگهداری سیستم،  $N$  تعداد ماه های سال،  $\tau_i$  ساعات کار سیستم در هر ماه،  $\phi_{e,b,i}$  قیمت خرید برق از شبکه،  $\phi_{f,i}$  قیمت گازوئیل و  $\psi_{em}$  قیمت انتشار آلاینده می باشد. با افزودن جمله آخر در براکت، تاثیرات زیست محیطی در آنالیز انتخاب بهینه تجهیزات سیستم CCHPW در نظر گرفته می شوند.

##### ۴-۲- روابط سیستم سنتی

در سیستم سنتی تامین نیاز سرمایش، گرما، برق و آب شیرین به صورت جداگانه توسط هر یک از تجهیزات سیستم تولید همزمان انجام می گردد. برق مورد نیاز هتل و چیلر الکتریکی به طور کامل از شبکه خریداری می گردد. روابط مربوط به هزینه سالیانه آن ها با در نظر گرفتن جریمه انتشار آلاینده برای تابع هدف به صورت زیر است:

$$TAC_{SEP} = AC_{sep,heat} + AC_{sep,cool} \quad (62)$$

$$+ AC_{sep,desa} + AC_{sep,ele}$$

هزینه سالیانه گرمایش به صورت جداگانه [۶]:

$$AC_{Sep,heat} = \alpha \phi C_{in,b} + \sum_{i=1}^{12} \left( \frac{\dot{H}_{dmn,i} \times \phi_{f,i}}{\eta_b} \right) \quad (63)$$

$$+ 3600 \times \dot{m}_{co_2} \times \psi_{em} \times \tau_i$$

هزینه سالیانه سرمایش با چیلر الکتریکی به صورت جداگانه [۶]:

$$AC_{Sep,cool,el} = \alpha \phi C_{in,ch,el} \quad (64)$$

$$+ \sum_{i=1}^{12} \left( \frac{\dot{Q}_{dmn,i} \times \phi_{e,b,i}}{COP_{el}} \right) \times \tau_i$$

$$+ 3600 \times \dot{m}_{co_2,i} \times \psi_{em} \times \tau_i \quad (65)$$

$$AC_{Sep,cool,ab} = \alpha \phi C_{in,ch,ab} + \sum_{i=1}^{12} \left( \frac{\dot{Q}_{dmn,i} \times \phi_{f,i}}{COP_{ab}} \right) \quad (66)$$

$$+ 3600 \times \dot{m}_{co_2,i} \times \psi_{em} \times \tau_i$$

هزینه سالیانه تولید آب شیرین به صورت جداگانه:

$$AC_{Sep,desa} = \alpha \phi C_{in,desa} + \sum_{i=1}^{12} (\dot{W}_{dmn,i}) \quad (66)$$

$$\times Q_{desa} \times \phi_f + 3600 \times \dot{m}_{co_2} \times \psi_{em} \times \tau_i$$

در رابطه بالا  $\dot{W}$  نیاز آب بر حسب  $kg/s$  و  $Q_{desa}$  مصرف انرژی مخصوص آب شیرین کن بر حسب  $kJ/kg$  می باشد. هزینه سالیانه برق به صورت جداگانه [۶ و ۱۸]:

$$AC_{Sep,ele} = \sum_{i=1}^{12} (\dot{E}_{dmn,i} \times \phi_{e,b,i} + \frac{\dot{E}_{dmn,i}}{1000} \times 700) \times \tau_i \quad (67)$$

##### ۴-۳- قیود

قیدهای زیر در نظر گرفته شده اند تا این اطمینان حاصل شود که تجهیزات در بار جزئی کمتر یا مساوی ۱۰۰٪ کار می کنند.

چیلر الکتریکی:

$$PL_{ch,el,i} \leq 1 \quad \forall i=1,2,3,\dots,N \quad (68)$$

چیلر جذبی:

$$PL_{ch,ab,i} \leq 1 \quad \forall i=1,2,3,\dots,N \quad (69)$$

دیگ پشتهایان:

$$PL_{b,i} \leq 1 \quad \forall i=1,2,3,\dots,N \quad (70)$$

آب شیرین کن:

$$PL_{des,i} \leq 1 \quad \forall i=1,2,3,\dots,N \quad (71)$$

هم چنین میزان شوری، در پساب خروجی آب شیرین کن تبخیری، به دلیل محدودیت های زیست محیطی باید در حد مجاز به صورت زیر باشد:

$$X_b \leq 70000 \text{ ppm} \quad (72)$$

در این پژوهش، فروش برق به شبکه مجاز نیست. در نتیجه، مقدار برق اضافی در هر اثر باید صفر و یا منفی باشد:

$$\dot{E}_{exc,i} \leq 0 \quad \forall i=1,2,3,\dots,N \quad (73)$$

که مقدار منفی الکتریسیته معادل با خرید برق از شبکه است.

##### ۵- مطالعه موردی

روش بهینه سازی CCHPW برای یک هتل فرضی در استان هرمزگان به کار می رود. سیستم CCHPW تقاضای برق، گرمایش، سرمایش و آب شیرین را برای ۱۸۰ اتاق با میانگین مساحت ۱۲۰ متر مربع را تامین می کند. منحنی نیاز برق، بار گرمایی، سرمایش و آب شیرین در شکل ۲ نشان داده شده است. مقادیر اسمی بازده دیگ پشتهایان، COP چیلر جذبی و COP چیلر الکتریکی به ترتیب برابر با ۰/۸، ۰/۷ و ۳ در نظر گرفته شده است [۲۰]. به علاوه فرض می شود که موتور دیزل در بار جزئی زیر ۲۰٪ خاموش است و تنها دیگ پشتهایان، تقاضای گرمایش را تامین می کند و تقاضای برق توسط شبکه در این وضعیت تامین می شود.

##### ۶- اعتبار سنجی مدل آب شیرین کن:

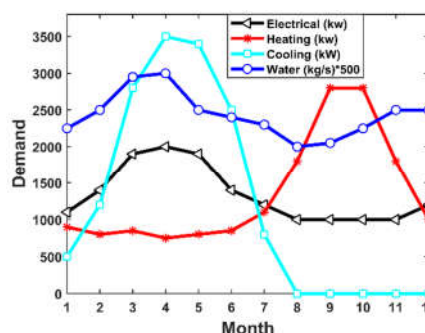
به منظور اعتبار سنجی مدل سازی در این پژوهش، در جدول ۱ پارامترهای ورودی به آب شیرین کن همان پارامترهای در نظر گرفته شده برای مراجع [۲۱ و ۷] و برای تأیید نتایج مدل سازی، خروجی شبیه سازی حاضر با نتایج مربوط به مراجع [۲۱ و ۷] در جدول ۱ مقایسه می شوند:

جدول ۱- اعتبار سنجی مدل آب شیرین کن با مراجع [۷ و ۲۱]

پارامترهای ورودی	مرجع [۲۱]	مرجع [۷]	پارامترهای خروجی	Tripoli [21]	مدل	خطا %	Al.Mutaz [7]	مدل	خطا %
تعداد اثرات N	۴	۸	نسبت مکش اجکتور Ra	۱/۱۴	۱/۱۴	۰/۰۰	۱/۱۶	۱/۱۶	۰/۰۰
فشار محرک P <sub>m</sub> , kPa	۲۳۰۰	۲۵۰۰	نسبت انبساط ER	۲۴۰/۹	۲۴۰/۹	۰/۰۰	۲۹۹/۷۳	۲۹۹/۷۳	۰/۰۳
بیشینه دمای آب شور °C	۶۰/۱	۶۰/۱	نسبت تراکم CR	۲/۶	۲/۶	۰/۰۰	۲/۷۳	۲/۷۳	۰/۳۷
کمینه دمای آب شور °C	۴۵/۴	۴۲/۸	آب شیرین تولید شده D, kg/s	۵۷/۸	۵۸/۶	۱/۳۶	۸۲/۹۷	۸۴/۷۱	۰/۸۷
دمای آب تغذیه °C T <sub>f</sub>	۴۱/۵	۴۰	عملکرد GOR	۶/۵	۶/۶	۱/۵۱	۱۲	۱۲/۴۵	۳
دمای آب خنک کن °C T <sub>cw</sub>	۳۱/۵	۳۰	گرمای مخصوص Q, kJ/kg	NA	۳۶۷	-	۲۰۴/۸۷	۲۰۳/۹۷	۰/۴۴
دبی بخار محرک D <sub>m</sub> , kg/s	۸/۸	۶/۸	سطح انتقال گرما ویژه A, kg/s/m <sup>2</sup>	NA	۲۷۲/۱	-	۶۶۵/۳۲	۶۶۱/۳۶	۳/۷۴

## ۷- بحث و نتایج

در این پژوهش تولید آب شیرین با استفاده از گرمای اضافی در موتور دیزل با نسبت خنک کنندگی ثابت در طول سال می‌باشد. همچنین سرمایش، گرمایش و آب شیرین با استفاده از این گرمای اضافی و در صورت کمبود از یک دیگ پشتیبان، ایجاد می‌شود. امکان خرید برق از شبکه وجود داشته اما فروش به شبکه مجاز نیست. ظرفیت موتور دیزل، ظرفیت چیلر الکتریکی، ظرفیت چیلر جذبی، ظرفیت دیگ پشتیبان، نسبت سرمایش الکتریکی برای کل سال و بار جزئی موتور در هر ماه سال، تعداد اثرات آب شیرین کن، فشار بخار محرک در اثر اول، دبی آب تغذیه و دبی بخار محرک، مجموعاً ۲۱ پارامتر طراحی برای کمینه سازی هزینه سالیانه انتخاب می‌شوند و نهایتاً هزینه سالیانه و جریمه انتشار آلاینده سیستم هیبریدی با سنتی مقایسه می‌گردد.



شکل ۲- منحنی نیاز برق، گرما، سرمایش و آب شیرین

جدول ۲- متغیرهای طراحی و محدوده‌ی آنها

متغیرها	محدوده پایین	محدوده بالا	گام
ظرفیت موتور دیزل (kW)	۱۰۰	۵۰۰۰	۱۰۰
بار جزئی محرک در همراه %	۰	۱۰۰	۱۰
ظرفیت چیلر الکتریکی (kW)	۰	۸۰۰۰	۱۰۰
ظرفیت چیلر جذبی (kW)	۰	۸۰۰۰	۱۰۰
ظرفیت دیگ پشتیبان (kW)	۰	۶۰۰۰	۱۰۰
نسبت سرمایش الکتریکی %	۰	۱۰۰	۱۰
تعداد اثرات آب شیرین کن	۴	۱۲	۱
فشار بخار محرک (kPa)	۱۰۰	۳۵۰۰	۱۰۰
دبی آب تغذیه دریا (kg/s)	۰	۱۰۰۰	۱۰۰
دبی بخار محرک (kg/s)	۰	۱۰	۱

ظرفیت دیگ پشتیبان با توجه به رابطه‌ی ۵۶ که بازده آن را در بارهای جزئی مشخص می‌نماید و البته گرمای مازاد محرک اصلی در تمام ماه‌های سال، تعیین شده است. در سیستم سنتی چون هزینه‌ی چیلر جذبی پایین تر از چیلر الکتریکی است از اینرو چیلر جذبی برای تامین سرمایش انتخاب می‌شود. با توجه به هزینه‌های حاصل شده برای سیستم سنتی و سیستم تولید همزمان مشاهده می‌گردد که سیستم ترکیبی ۳۹/۳۴٪ هزینه سالیانه کمتری نسبت به سیستم سنتی دارد.

جدول ۳- ظرفیت تجهیزات و هزینه سالیانه سیستم به صورت جداگانه

کل هزینه برق مورد نیاز (\$/year)	$1.345795 \times 10^6$
حداکثر بار گرمایی مورد نیاز (kW)	۳۰۰۰
ظرفیت دیگ پشتیبان (kW)	۳۰۰۰
کل هزینه گرمایش (\$/year)	$1.68423 \times 10^5$
حداکثر بار سرمایی مورد نیاز (kW)	۶۶۰۰
ظرفیت چیلر الکتریکی (kW)	۶۶۰۰
کل هزینه سرمایش چیلر الکتریکی (\$/year)	$5.03389 \times 10^5$
حداکثر بار سرمایی مورد نیاز (kW)	۶۶۰۰
ظرفیت چیلر جذبی (kW)	۶۶۰۰
کل هزینه سرمایش چیلر جذبی (\$/year)	$4.58181 \times 10^5$
حداکثر آب شیرین مورد نیاز (m <sup>3</sup> /day)	۱۰۰۰
ظرفیت آب شیرین کن (m <sup>3</sup> /day)	۱۰۰۰
کل هزینه تولید آب شیرین (\$/year)	$6.12493 \times 10^5$
کل هزینه های سالیانه برای سرمایش،	

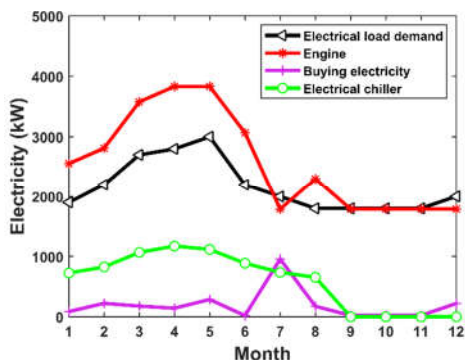
الگوریتم ژنتیک یک هدفه با تعداد کروموزوم‌های ۱۰۰، احتمال جهش ۰/۰۰۵، احتمال ادغام ۰/۸۵ و اعمال نخیه گرابی ۰/۱ برای بهینه سازی در نظر گرفته شد. متغیرهای طراحی، گام و محدوده‌ی آنها در جدول ۲ آورده شده‌اند. مقدار بهینه تابع هدف برای سیستم تولید همزمان \$/year  $1.567749 \times 10^6$  حاصل شد. هزینه سالیانه‌ی تجهیزات برای تامین سرمایش، گرما، توان و آب شیرین در روش سنتی با در نظر گرفتن آلاینده‌های زیست محیطی در جدول ۳ و مقادیر بهینه‌ی متغیرهای طراحی و تابع هدف برای سیستم تولید همزمان CCHPW در جدول ۴ آورده شده است.

گرمایش، توان و آب شیرین (\$/year)	$2/584891 \times 10^6$
-----------------------------------	------------------------

جدول ۴- مقادیر بهینه‌ی متغیرهای طراحی:

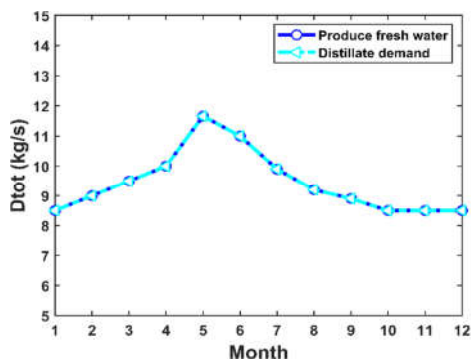
مقادیر بهینه	متغیرها
۳۸۳۳	ظرفیت موتور دیزل (kW)
۷	بار جزئی موتور دیزل برای هر ماه %
۳۵۲۷	ظرفیت چیلر الکتریکی (kW)
۴۲۸۳	ظرفیت چیلر جذبی (kW)
۳۱۴۲	ظرفیت دیگ پشتیبان (kW)
۵۳	نسبت سرمایه‌ش الکتریکی برای کل سال %
۶	تعداد اثرات آب شیرین کن
۳۵۰۰	فشار بخار محرک آب شیرین کن (kPa)
۶۳/۴	دبی آب تغذیه دریا (kg/s)
۱/۳۳	دبی بخار محرک (kg/s)
$1/567749 \times 10^6$ \$/year	هزینه سالیانه سیستم تولید همزمان

استفاده قرار نگرفته و تنها تقاضای برق باید تامین شود و خرید برق در این ماه‌ها صفر است.



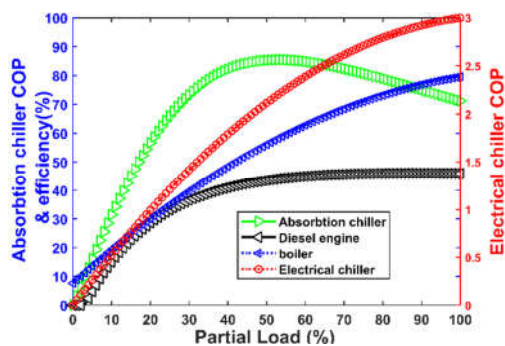
شکل ۴- برق تولیدی، مصرفی و خرید از شبکه توسط سیستم در ماه‌های سال

شکل ۵ نیاز آب شیرین و تولید آن در کل سال را نشان می‌دهد. ظرفیت آب شیرین کن با توجه به‌فید در نظر گرفته شده در رابطه ۷۱ تعیین شده و میزان کارکرد آن در ماه‌های مختلف با استفاده از منحنی نیاز آب شیرین حاصل شده است. بنابراین این دو منحنی به‌صورت شکل ۵ روی هم منطبق شده‌اند.



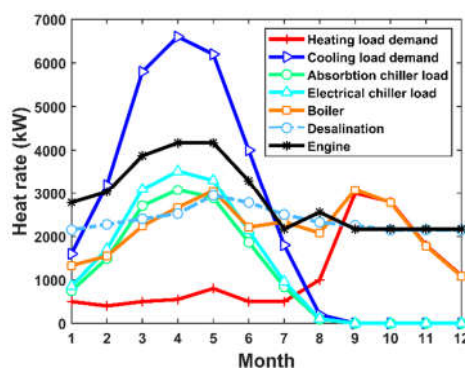
شکل ۵- منحنی تقاضا و تولید آب شیرین توسط سیستم

تولید آب شیرین در ماه ۵ حداکثر و معادل با  $1000 \text{ m}^3/\text{day}$  و حداقل مقدار آن در ماه‌های ۱ و ۱۰ تا ۱۲ برابر با  $734/4 \text{ m}^3/\text{day}$  به‌دست آمد. مقدار عملکرد آب شیرین کن  $9/71$ ، گرمای ویژه مصرفی آن  $252/89 \text{ kJ/kg}$  و نسبت مکش اجکتور  $0/997$  حاصل گردید. بازده و عملکرد تجهیزات در بارهای جزئی مختلف در شکل ۶ آمده است.



شکل ۶- بازده و عملکرد تجهیزات سیستم بر حسب بار جزئی

مقدار جریمه انتشار آلاینده  $\text{CO}_2$  برای سیستم ترکیبی  $4/18516 \times 10^5$  \$/year و سیستم سنتی  $2/48366 \times 10^5$  \$/year می‌باشد که در سیستم ترکیبی  $40/65$  % کاهش یافته است. با توجه به‌شکل ۳ سرمایه‌ش تولید شده توسط هر دو چیلر تقاضای سرمایه‌ش را تامین نموده و نسبت سرمایه‌ش الکتریکی  $53$  % تعیین شده است بنابراین بخش بزرگتری از تقاضای سرمایه‌ش، توسط چیلر الکتریکی، به‌دلیل مصرف بخشی از گرما توسط آب شیرین کن تامین می‌شود. گرمای تولید شده در دیگ پشتیبان به‌اندازه‌ی کمبود گرمای مازاد محرک اصلی، برای انرژی مورد نیاز آب شیرین کن، چیلر جذبی و تقاضای سرمایه‌ش است. به‌علاوه در برخی ماه‌ها که تقاضای سرمایه‌ش کم می‌باشد مانند ماه هشتم، هر دو چیلرها در بار جزئی کار می‌کنند و ضریب عملکرد آن‌ها کاهش یافته، بنابراین گرمای مصرفی چیلر جذبی افزایش و انرژی مورد نیاز در این ماه نسبتاً افزایش می‌یابد.



شکل ۳- گرما و سرمایه‌ش تولیدی یا مصرفی توسط سیستم در ماه‌های سال

تامین تقاضای برق توسط محرک اصلی و خرید از شبکه در شکل ۴ نشان داده شده است. چیلر الکتریکی در ماه‌هایی که روی بار جزئی کار می‌کند، ضریب عملکرد آن کاهش یافته و سبب شده تا مصرف برق در آن ماه را نسبتاً افزایش دهد. از شکل ۳ واضح است در ماه‌هایی که تقاضای سرمایه‌ش وجود ندارد چیلر الکتریکی مورد



تجهیزات با عملکرد و بازده آن‌ها در بار جزئی بهینه نسبت به حداکثر عملکرد و بازده در یک بار جزئی خاص، محاسبه شده، که حداکثر آن‌ها در ماه ۸ برای چیلرهای جذبی و الکتریکی ۹۱٪ و ۹۴٪ و در ماه ۱۲ برای دیگ پشتیبان و موتور دیزل ۴۵٪ و ۶٪ به ترتیب، حاصل شد.

## ۹- نمادها

a	ضریب سالیانه کننده (-)
AC	هزینه سالیانه (\$/year)
$C_{in}$	هزینه سرمایه گذاری (\$)
$\dot{E}$	توان الکتریکی (kW)
$\dot{H}$	نرخ گرما (kW)
ir	نرخ تورم (-)
k	عمر تجهیزات (year)
m	دبی جرمی (kg/s)
N	تعداد ماه‌ها در یک سال (-)
PL	بار جزئی (%)
B	دبی شوراب (kg/s)
BPE	افزایش دمای نقطه جوش (°C)
CR	نسبت تراکم (-)
D	دبی (kg/s)
ER	نسبت انبساط (-)
F	دبی آب تغذیه (kg/s)
GOR	عملکرد (-)
LMTD	اختلاف دمای میانگین لگاریتمی
$M_{cw}$	دبی آب خنک کن (kg/s)
n	تعداد اثرات (-)
P	فشار بخار (kPa)
Q	مصرف گرمای ویژه (kJ/kg)
A	سطح انتقال گرما (m <sup>2</sup> )
$A_d$	سطح انتقال گرمای ویژه (m <sup>2</sup> /kg)
$T_v$	دمای بخار اشباع (°C)
U	ضریب انتقال گرما (kW/m <sup>2</sup> K)
X	غلظت نمک (ppm)
T	دما (°C)

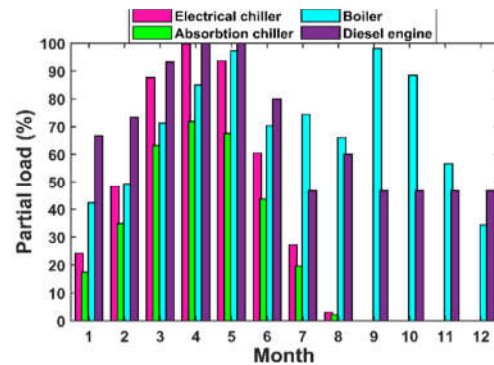
## علائم یونانی

$\psi_{em}$	جریمه انتشار آلاینده (\$/kgCO <sub>2</sub> )
$\phi_{ab}$	فاکتور قیمت (\$/kW h)
$\phi_{e,b}$	قیمت خرید برق (\$/kWh)
$\Phi$	ضریب نگهداری (-)
$\tau$	ساعات در یک ماه (h)

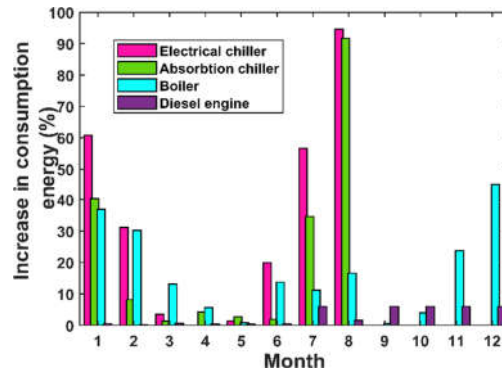
## زیر نویس

ab	چیلر جذبی
b	خرید برق از شبکه
ch	چیلر
dmm	نیاز بار
el	چیلر الکتریکی
ele	برق

بار جزئی بهینه برای چیلر جذبی و الکتریکی، دیگ پشتیبان و محرک در کل ماه‌های سال در شکل ۷ نشان داده شده است. افزایش مصرف انرژی تجهیزات در بار جزئی بهینه، نسبت به بار جزئی با بازده و عملکرد حداکثری، در شکل ۸ نشان داده شده است. مثلاً در ماه ۸ هر دو چیلرها حداقل بار جزئی (شکل ۷) و حداکثر افزایش مصرف انرژی (شکل ۸) را با توجه به عملکرد پایینشان دارند. به همین ترتیب چیلر الکتریکی در ماه ۴ حداکثر بار جزئی و حداقل افزایش مصرف انرژی را دارد.



شکل ۷- بار جزئی بهینه برای تجهیزات سیستم در کل سال



شکل ۸- افزایش مصرف انرژی تجهیزات سیستم در بار جزئی بهینه

هزینه سرمایه گذاری تجهیزات در جدول ۵ پیوست و هزینه سوخت گازوئیل با  $LHV = 47828 \text{ kJ/kg}$ ، خرید برق از شبکه و هزینه جریمه برای انتشار آلاینده‌ها از مرجع [۱۹] استفاده شده است.

## ۸- نتیجه گیری

مقایسه هزینه سالیانه و جریمه انتشار آلاینده ی ترکیب آب شیرین کن تبخیری MEE-TVC و سیستم CCHP با به کارگیری از محرک موتور دیزل، با سیستم سنتی، هدف اصلی این پژوهش بود. برای سیستم هیبریدی به مدلسازی این سیستم‌ها و سپس کوپل آن‌ها با یکدیگر و بهینه سازی هزینه سالیانه آن توسط الگوریتم ژنتیک پرداخته شد. تعداد متغیرهای طراحی ۲۱ مورد و کمینه تابع هدف برای سیستم هیبریدی،  $1.567749 \times 10^6 \text{ \$/year}$  حاصل گردید. انتخاب بزرگتر ظرفیت چیلر الکتریکی نسبت به جذبی به دلیل استفاده از آب شیرین کن تبخیری بود. در نهایت کوپل سیستم آب شیرین کن تبخیری با CCHP منجر به کاهش هزینه سالیانه و جریمه انتشار آلاینده برای سیستم تولید همزمان به مقدار ۳۹/۳۴٪ و ۴۰/۶۵٪ به ترتیب نسبت به سیستم سنتی شد. هم چنین افزایش مصرف انرژی

[7] Al-Mutaz I.S. and Wazeer I., Development of a steady-state mathematical model for MEE-TVC desalination plants. *Desalination*, Vol. 351, pp.9-18, 2014.

[۸] عبدالعلی پورعدل م. رستمی م. خلیل آریا ش. یاری م. تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم بر مبنای انرژی زمین‌گرمایی برای تولید همزمان توان، آب شیرین، گرمایش و هیدروژن. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د. ۵۳، ش. ۳، ص ۱۳۵-۱۴۴، ۱۴۰۰.

[9] Shakib S.E., Amidpour M. and Aghanajafi C., Simulation and optimization of multi effect desalination coupled to a gas turbine plant with HRSG consideration. *Desalination*, Vol. 285, pp. 366-376, 2012.

[10] Esrafilian M. and Ahmadi R., Energy, environmental and economic assessment of a polygeneration system of local desalination and CCHP. *Desalination*, Vol. 454, pp. 20-37, 2019.

[۱۱] علوی س.م.ا. نوری ف. شکیب س.ا. غفوریان م.م. تحلیل ترمودینامیکی و انرژی ترکیبهای مختلف چرخه توربین گازی و آب شیرین کن تخریری چند مرحله ای. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د. ۴۸، ش. ۴، ص ۲۹-۳۷، ۱۳۹۷.

[۱۲] صدری س. عامری م. حقیقی خوشخو ر. بهینه سازی عملکرد واحد آب شیرین کن جزیره قشم با استفاده از گرمای اتلافی به کمک بویلر بازیاب. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د. ۴۶، ش. ۳، ص ۱۳۹-۱۴۵، ۱۳۹۵.

[13] El-Dessouky H.T. and Ettouney H.M., *Fundamentals of salt water desalination*. Elsevier, 2002.

[14] El-Dessouky H., Alatiqi I., Bingulac S. and Ettouney H., Steady-state analysis of the multiple effect evaporation desalination process. *Chemical Engineering & Technology: Industrial Chemistry-Plant Equipment-Process Engineering-Biotechnology*, Vol. 21, No.5, pp. 437-451, 1998.

[15] Miyatake O., Murakami K., Kawata Y. and Fujii T., Fundamental experiments with flash evaporation. *Heat Transfer-Jpn. Res. Res. 2*, No.4, pp. 89-100, 1973.

[16] Hajabdollahi Z., Hajabdollahi F., Tehrani M. and Hajabdollahi H., Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery. *Energy*, Vol. 63, pp. 142-151, 2013.

[17] Hajabdollahi H. and Hajabdollahi Z., Economic feasibility of trigeneration plants for various prime movers and triple load demands. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Vol. 231, No.3, pp. 371-382, 2017.

[۱۸] نیازمند ح. و غفوریان م.م. برآورد کاهش انتشار آلاینده‌ها در عملکرد یک سیستم هیبرید و آب شیرین کن اسمز معکوس نسبت به سیستم‌های مجاز سنتی. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۷، ش. ۳، ص ۱۹۶-۱۸۷، ۱۳۹۶.

[19] Sanaye S. and Hajabdollahi H., Comparison of different scenarios in optimal design of a CCHP plant. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Vol. 230, No.4, pp. 247-262, 2016.

[20] Sanaye S. and Hajabdollahi H., 4 E analysis and multi-objective optimization of CCHP using MOPSOA. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Vol. 228, No.1, pp.43-60, 2014.

[21] Ashour M.M., Steady state analysis of the Tripoli West LT-HT-MED plant. *Desalination*, Vol. 152, No.1-3, pp. 191-194, 2003.

ex	گرمای انگروز
exe	برق اضافی
f	سوخت
DE	موتور دیزل
heat	گرمایش
nom	نامی
wj	آب
cool	سرمايش
$\lambda$	گرمای نهان تبخیر
b	شوراب
c	چگالنده
e	اثر
ev	بخار مکشی
f	تغذیه
i	شماره اثر
m	بخار محرک
s	بخار خروجی

### ۱۰- پیوست

جدول ۵- قیمت اولیه تجهیزات

تجهیز	هزینه سرمایه گذاری
موتور دیزل	$(-138.71 \times \ln(\dot{E}_{nom}) + 1727.1/2) \times \dot{E}_{nom}$ [۱۹]
دیگ پشته‌ای	$205H^{0.87}$ [۶]
چیلر الکتریکی	$482(Q_{ch,nom})^{0.93} - 159.7(\dot{Q}_{ch,nom})$ [۶]
چیلر جذبی	$540(\dot{Q}_{ch,nom})^{0.872}$ [۶]
آب شیرین کن	$3018.8Vd^{0.9795}$ [۱۰]

### ۱۱- مراجع

[1] Sadeghi M., Yar, M., Mahmoudi S. M. S., & Jafari M. Thermodynamic analysis and optimization of a novel combined power and ejector refrigeration cycle-Desalination system. *Applied energy*, Vol. 208, pp. 239-251, 2017.

[2] Karagiannis I.C. and Soldatos P.G., Water desalination cost literature: review and assessment. *Desalination*, Vol. 223, No.1-3, pp.448-456, 2008.

[3] Ghafooryan M., Tavakoli Dastjerd F., shakib E., Technoeconomic Evaluation of a CCHP system Integrated with Reverse Osmosis Plant for Domestic uses for a Residential building in Bandar Abbas, 4th Annual Clean Energy Conference, Kerman, IRAN, 2014.

[4] Haghifam M. R., Manbachi M., Reliability and availability modelling of combined heat and power (CHP) systems, *Electrical Power and Energy Systems*, Vol. 33, No.3, pp. 385-393, 2011.

[5] Sanaye S., Meybodi Aghaei M., Shokrollahi S., Selecting the prime movers and nominal powers in combined heat and power systems, *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, Vol. 28, No.10, pp.1177-1188, 2008.

[6] Hajabdollahi H., Ganjehkaviri A. and Jaafar M.N.M., Assessment of new operational strategy in optimization of CCHP plant for different climates using evolutionary algorithms. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 75, pp.468-480, 2015.