



DOR:

ارزیابی فنی اقتصادی تولید آب آشامیدنی با به‌کارگیری محرک‌های مختلف در سیستم تولید همزمان سرمایش، حرارت، توان و آب شیرین

حسن حاج عبداللہی^۱، وحید قمری^{۲*} و امین صالح^۲

^۱ دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه ولیعصر رفسنجان

^۲ کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه ولیعصر رفسنجان

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۱۰/۳۰؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۲/۱۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۳/۰۸

چکیده

در این پژوهش ابتدا به مدلسازی یک سیستم تولید همزمان سرمایش، حرارت و توان CCHP و سپس یک آب شیرین کن تبخیری چند اثره با تراکم بخار حرارتی MEE-TVC پرداخته می‌شود. محرک‌های اصلی در نظر گرفته شده برای سیستم CCHP سه نوع شامل، توربین گازی، موتور گاز سوز و موتور دیزل به صورت جداگانه، به منظور تامین بخشی از توان و گرمای مورد نیاز است. هدف اصلی در این پژوهش، مقایسه فنی و اقتصادی آب شیرین کن MEE-TVC کوپل شده با سیستم CCHP توسط محرک‌های مذکور است. برنامه تمامی معادلات حاکم بر سیستم، در نرم افزار MATLAB توسعه داده شده و به منظور کمینه سازی هزینه سالیانه با الگوریتم ژنتیک، بهینه می‌شوند. نتایج نشان می‌دهد که گرانترین هزینه سالیانه $1/931765 \times 10^6$ \$/year مربوط به سیستم با محرک موتور گازسوز است؛ همچنین ارزانتترین هزینه سالیانه برای سیستم با محرک موتور دیزل و برابر با $1/552271 \times 10^6$ \$/year حاصل شده است. در نهایت با انتخاب توربین گازی به عنوان محرک سیستم، این هزینه $1/89904 \times 10^6$ \$/year به دست آمده است. به بیان دیگر هزینه سالیانه سیستم با محرک موتور دیزل در مقایسه با موتور گاز سوز و توربین گازی ۱۹/۶۴٪ و ۱۸/۲۶٪ به ترتیب کاهش یافته است.

کلمات کلیدی: سیستم تولید همزمان؛ آب شیرین کن؛ ارزیابی اقتصادی؛ بهینه سازی.

Thermoeconomic Evaluation of Drinking Water Production by Using Different Prime Mover on Combined Production of Cooling, Heating, Power, and Freshwater

H. Hajabdollahi¹, V. Ghamari^{2*}, A. Saleh²

¹ Associate Professor of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, kerman, Iran.

² Msc 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. Desalination system is coupled with CCHP plant which is supplied its required energy by prime mover and an auxiliary boiler. Three types of prime mover including gas turbine, gas engine and diesel engine are studied separately, to provide some of the power and heat required. Optimization is performed for each prime mover considering total annual cost as objective function. Developed code for modeling and optimization is written in MATLAB and optimized by genetic algorithm to reduce annual costs. The optimum results show that the diesel engine with total annual cost of 1.552271×10^6 \$/year is the optimum prime mover compared with other studied prime mover. On the other hand gas turbine and gas engine are in the next ranking respectively with the 1.89904×10^6 \$/year and 1.931765×10^6 \$/year as annual cost. In other words, the annual cost of the system with diesel engine prime mover compared to gas engine and gas turbine engine have decreased by 19.64% and 18.26%, respectively.

Keywords: Hybrid Cogeneration Plant; Desalination System; Economic Evaluation; Optimization.

۱- مقدمه

بحران فزاینده انرژی و آلودگی محیط زیست، توجه محققان زیادی را برای پیشرفت فناوری‌های بهره‌وری از انرژی، جلب می‌نماید. از طرفی به دلیل بهبود سریع استانداردهای زندگی مردم، افزایش مصرف انرژی و برق به یک گرایش قوی در سراسر جهان تبدیل شده است [۱].

اخیراً، استفاده از سیستم‌های انرژی یکپارچه برای کاربرد های در مقیاس مسکونی نیز مورد توجه پژوهشگران قرار گرفته است. یک سیستم تولید ترکیبی قابلیت بالاتری در انرژی و صرفه جویی در هزینه و همچنین انعطاف پذیری و قابلیت اطمینان آن را در تولید توان نشان می‌دهد؛ بنابراین یکی از بهترین روش‌های تبدیل انرژی محسوب می‌شود [۲ و ۳]. انرژی شیمیایی سوخت در سیستم‌های ترکیبی تولید حرارت و توان^۱ CHP به انرژی حرارتی و مکانیکی تبدیل می‌شود. عموماً از انرژی مکانیکی برای تولید برق و از انرژی حرارتی، برای تولید آب گرم، هوای گرم یا بخار استفاده می‌شود و اگر از انرژی این سیستم‌های ترکیبی برای تولید سرمایش از تجهیزات سرمایشی استفاده گردد، به اختصار آن را CCHP^۲ می‌نامند [۴]. تعیین مقدار ظرفیت محرک اصلی (توربین گازی، موتور دیزل یا گاز سوز و ...) برای سیستم‌های CCHP از اهمیت بالایی برخوردار است، زیرا بر بازده کلی، صرفه جویی در مصرف انرژی، هزینه سرمایه گذاری و آلودگی محیط زیست تأثیر می‌گذارد. این امر همچنین در انتخاب استراتژی بهینه برای تأمین بار مورد نیاز تأثیرگذار است [۵].

کمبود آب شیرین در حال تهدید، برای میلیاردها تن از ساکنان کره زمین است. آب شیرین کن یک فناوری مهم برای رفع کمبود آب شیرین طبیعی است. با این وجود، مصرف زیاد انرژی آب شیرین کن، یک مشکل اساسی است [۶]. استفاده از گرمای اضافی سیکل‌های تولید برق در فرآیندهای آب شیرین کن، یک راه حل معمول برای غلبه بر این مسئله است [۷]. شرح تحقیق پژوهشگران در سیستم‌های CCHP، آب شیرین کن‌های تبخیری و ترکیب

آنها با هم با محرک‌ها و استراتژی‌های مختلف تاکنون به صورت زیر است.

حاج عبداللهی و همکاران [۸]، به مدلسازی و بهینه سازی حرارتی نیروگاه CCHP با در نظر گرفتن نسبت سرمایش الکتریکی و بار جزئی به عنوان متغیرهای مستقل پرداختند. نتایج نشان داد، استراتژی^۳ VER، مزیت بیشتری در مقایسه با استراتژی^۴ CER در کل اقلیم‌های مورد مطالعه دارد.

نیازمند و همکارانش [۹]، تخمین آلودگی و صرفه اقتصادی سیستم CCHP در شرایط ایده‌آل و واقعی از دو دیدگاه محلی و سراسری را بررسی کردند. فرآیند بهینه سازی، علی رغم کاهش عمده آلاینده‌های CO₂، CO، NO_x و SO_x در حالت سراسری، باعث افزایش آلاینده‌های CH₄، CO و NO_x نسبت به سیستم سنتی، در محل مصرف شد.

برجی بدآغی و همکاران [۱۰]، سیستم هیبرید متشکل از فرآیند گازی سازی زیست توده، پیل سوختی اکسید جامد و میکرو توربین گاز را تحلیل ترمودینامیکی و بهینه‌سازی چندهدفی کردند. در سیستم هیبرید مورد بررسی، بیشینه مقدار توان الکتریکی کل معادل ۲۰۶/۸۱ kW و راندمان الکتریکی کل ۴۶/۲۷٪ حاصل شدند.

صیادی و همکارانش [۱۱]، یک روش برای انتخاب بهترین نوع و اندازه بهینه محرک اصلی یک سیستم CCHP برای یک کاربرد مسکونی در ۶ اقلیم مختلف پیشنهاد کردند. در این پژوهش محرک‌های اولیه شامل، موتور احتراق داخلی، توربین گازی، موتور استرلینگ و سلول سوختی کربنات مذاب مدل‌سازی شد. بهینه‌سازی چند هدفه براساس توابع هدف انرژی، اقتصادی و زیست محیطی برای تعیین ظرفیت بهینه محرک‌ها اجرا شد. نتایج نشان داد که سیستم CCHP مبتنی بر^۵ ICE، سودمندترین جایگزین در اقلیم‌های مورد بررسی است؛ هم چنین برای تعیین یک سیستم CCHP مناسب، نوع تکنولوژی مهم تر از شرایط آب و هوا است.

هنفی زاده و همکاران [۱۲] بهینه سازی برای انتخاب بهترین محرک اولیه در سیستم‌های انرژی هوشمند برای کاربردهای مسکونی را انجام دادند. محرک‌های اولیه مختلف

³ Variable Electric Cooling Ratio

⁴ Constant Electric Cooling Ratio

⁵ Internal Combustion Engine

¹ Combined Heat and Power

² Combined Cooling, Heating and Power

با توجه به مرور در پژوهش‌های انجام شده ارزیابی محرک‌های مختلف از نقطه نظرهای گوناگون، در سیستم‌های CCHP انجام شده است که خلا ارزیابی فنی اقتصادی محرک‌های مختلف در ادغام سیستم‌های CCHP با آب شیرین کن تبخیری چند اثره با فشرده ساز بخار حرارتی MEE-TVC احساس می‌شود. در این پژوهش پس از مدلسازی سیستم آب شیرین کن تبخیری^۷ MEE-TVC و سیستم تولید همزمان سرمایه‌ش، حرارت و توان CCHP با انتخاب ۲۱ پارامتر طراحی به‌بهینه سازی فنی و اقتصادی آن توسط الگوریتم ژنتیک باینری، پرداخته می‌شود. پس از حصول نتایج بهینه، برای محرک‌های مختلف شامل، موتور دیزل، موتور گاز سوز و توربین گازی، آنگاه مقایسه فنی و هزینه سالانه سیستم^۸ CCHPW برای یک هتل در اقلیم گرم بوشهر، مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد.

۲- مدلسازی ترمودینامیکی

۲-۱- شرح فرایند سیستم CCHPW

در این سیستم تولید توان، توسط یک محرک اصلی مانند توربین گازی یا موتور دیزل و یا موتور گاز سوز انجام می‌شود. گرمای خروجی از آگروز یا آب و یا هر دو با استفاده از یک مبدل حرارتی بازیابی شده و توسط چیلر جذبی به سرمایه‌ش تبدیل می‌شود؛ همچنین بخشی از این انرژی بازیافت شده به‌منظور گرمایش و بخش دیگر توسط آب شیرین کن حرارتی، برای تولید آب شیرین به کار می‌رود. آب شیرین کن مورد نظر در شکل ۲ از نوع تبخیری چند اثره با فشرده ساز بخار حرارتی MEE-TVC است و چنانچه این گرمای اضافی کمتر از مصرف تجهیزات باشد، بویلر کمکی آنرا تامین می‌نماید.

۲-۲- معادلات حاکم بر آب شیرین کن MEE-TVC

فرضیات مدلسازی آب شیرین کن [۱۶]

- ۱- اختلاف دما در تمامی مراحل یکسان می‌باشند.
- ۲- آب تقطیر شده عاری از نمک است.
- ۳- سیستم در شرایط پایا کار می‌کند.

شامل، پیل سوختی اکسید جامد^۱ SOFC موتور احتراق داخلی ICE میکروتوربین گاز^۲ MGT و سیستم هیبریدی SOFC/GT برای تولید برق به‌ترتیب با^۳ HRSG و سیستم تبرید لیتیوم بروماید برای گرمایش و سرمایه‌ش ادغام شده‌اند. نتایج نشان داد که SOFC/GT^۴ هیبریدی دارای راندمان اکسرژی بالاتر و هزینه محصول واحد $\$/GJ$ ۳۷/۷۸ است.

احمدی و اسرافیلیان [۱۳]، یک طرح تولید چند منظوره با ادغام واحدهای آب شیرین کن با سیستم‌های CCHP با محرک موتور گازسوز، برای تأمین سرمایه‌ش، گرمایش، برق و همچنین تأمین بخشی از تقاضای آب شیرین جزیره برای برج‌های دوقلوی کیش را از جنبه‌های اقتصادی، انرژی، محیط زیست، پیشنهاد و ارزیابی کردند. سیستم پیشنهادی با سیستم متداول CCHP و آب شیرین کن تبخیری و اسمز معکوس مقایسه شد که تامین نیازها در این سیستم‌ها به‌صورت جداگانه بود. نتایج نشان داد که در سیستم تولید چندگانه بازده متوسط تولید سالانه برق، نسبت صرفه جویی در انرژی اولیه سالانه و نسبت صرفه جویی در هزینه کل سالانه سیستم ۳/۴۵٪، ۹/۷۳٪ و ۶/۴۹٪ به‌ترتیب در مقایسه با سیستم مرسوم افزایش می‌یابد.

دستجردی و همکاران [۱۴] یک سیستم ترکیبی طراحی شده از یک توربین گازی، یک سیستم آب شیرین کن چند مرحله‌ای و اسمز معکوس برای شیرین سازی آب شور را مورد مطالعه قرار دادند. آنها نشان دادند که استفاده از برق اضافی تولید شده با توربین گازی می‌تواند منجر به کاهش هزینه تولید آب شیرین از $\$/m^3$ ۲/۸ به $\$/m^3$ ۲/۳ شود.

عامری و همکارانش [۱۵]، یک مدل‌سازی جامع از سیستم ترکیبی متشکل از یک میکرو توربین گاز، یک مولد بخار بازیاب حرارت تک فشار^۵ HRSG، یک سیکل^۶ ORC و آب شیرین کن MED برای بهینه سازی چند هدفه را انجام دادند. نتایج نشان داد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور، راندمان اکسرژی افزایش یافته و نرخ هزینه کاهش می‌یابد.

^۱ Solid Oxide Fuel Cell

^۲ Microgas Turbine

^۳ Heat Recovery Steam Generator

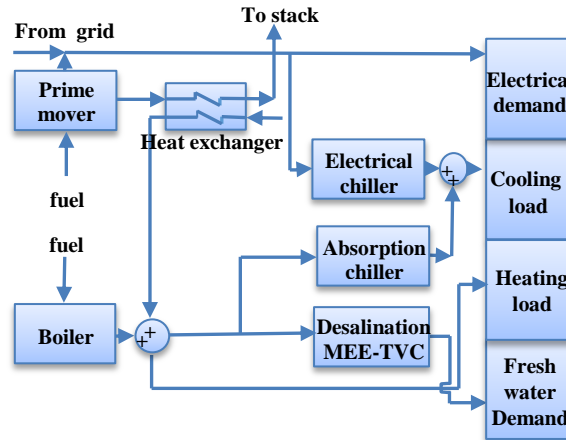
^۴ Gas Turbine

^۵ Heat Recovery Steam Generator

^۶ Organic Rankine Cycle

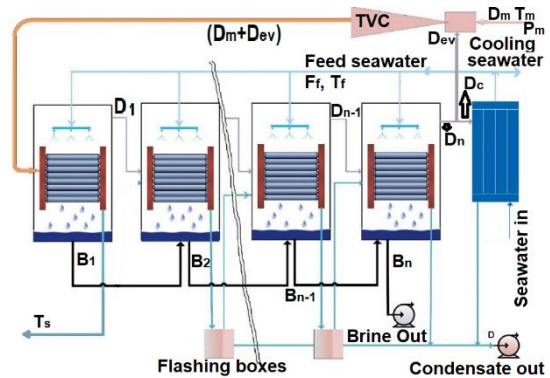
^۷ Multi-Effect Evaporation with Thermal Vapor Compression

^۸ Combined Cooling, Heating, Power and Water



شکل ۱- شماتیک سیستم تولید همزمان سرمایش، حرارت، توان و آب شیرین

| | |
|--|------|
| $C_p = [a + (b \cdot T_1) + (c \cdot (T_1)^2) + (d \cdot (T_1)^3)] \cdot (10)^{-3}$ <p>ظرفیت گرمایی ویژه آب که تابعی از دما و شوری آب است [۱۶]</p> | (۴) |
| $P_s = 1000 \cdot \exp\left(\frac{-3892.7}{T_s + 273.15 - 42.6776} + 9.5\right)$ <p>فشار بخار متراکم شده P_s توسط اجکتور [۱۷]</p> | (۵) |
| $P_{ev} = 1000 \cdot \exp\left(\frac{-3892.7}{T_s + 273.15 - 42.6776} + 9.5\right)$ <p>فشار بخار کشیده شده توسط اجکتور [۱۷]</p> | (۶) |
| $ER = \frac{P_m}{P_{ev}}$ <p>نسبت انبساط در اجکتور [۱۶]</p> | (۷) |
| $CR = \frac{P_s}{P_{ev}}$ <p>نسبت تراکم در اجکتور [۱۶]</p> | (۸) |
| $R_a = 0.235 \frac{(P_s)^{1.19}}{(P_{ev})^{1.04}} \cdot (ER)^{0.015}$ <p>نسبت مکش اجکتور</p> | (۹) |
| $D_{ev} = \frac{D_m}{R_a}$ <p>میزان بخار مکش شده از اجکتور [۱۶]</p> | (۱۰) |
| $T_{i+1} = T_i - \Delta T, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n$ <p>دمای آب نمک در اثر بعدی $i + 1$</p> | (۱۱) |
| $T_{vi} = T_i - BPE$ <p>دمای بخار در هر مرحله [۱۶]</p> | (۱۲) |
| $F_i = \frac{F}{n}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n$ <p>دبی آب تغذیه برای هر مرحله [۱۶]</p> | (۱۳) |
| $T_{ci} = T_i - BPE - \Delta T_p - \Delta T_t - \Delta T_c$ <p>دمای چگالش بخار</p> | (۱۴) |
| $\lambda = 2589.583 + 0.9156 \cdot T - 4.834 \cdot 10^{-2} \cdot T^2$ <p>گرمای نهان بخار محرک، بخار در تبخیرکننده و کندانسور</p> | (۱۵) |
| $D_1 = \frac{(D_m + D_{ev}) \cdot \lambda_s - F_1 \cdot C_p \cdot (T_1 - T_f)}{\lambda_1}$ <p>بخار تولید شده در مرحله اول با استفاده از قانون بقای انرژی</p> | (۱۶) |



شکل ۲- شماتیک آب شیرین کن تبخیری چند اثره با فشرده ساز بخار حرارتی

- ۴- افزایش نقطه جوش برای همه اثرات ۰/۸ است.
 - ۵- تلفات ترمودینامیکی ناچیز است.
 - ۶- عملکرد آب شیرین کن در بارهای جزئی ثابت است.
- به طور کلی مدل ریاضی آب شیرین کن به سه قسمت شامل بالانس جرم، انرژی و معادلات انتقال حرارت تقسیم می شوند که در جدول ۱ آورده شده اند.

جدول ۱- روابط مدل سازی آب شیرین کن تبخیری

| | |
|---|-----|
| $\Delta T = \frac{T_1 - T_n}{n - 1}$ <p>اختلاف دما با فرض ثابت بودن در همه مراحل [۱۶]</p> | (۱) |
| $T_s = T_1 + \Delta T$ <p>دمای بخار فشرده شده [۱۶]</p> | (۲) |
| $T_{vn} = T_n - BPE$ <p>دمای بخار در آخرین مرحله</p> | (۳) |

| | | |
|------|---|---|
| | ضریب انتقال حرارت کلی [۱۶] | |
| (۳۳) | $A_1 = \frac{(D_s + D_{ev}) \cdot \lambda_s}{U_1 \cdot (T_s - T_1)}$ | سطح انتقال حرارت برای مرحله اول |
| (۳۴) | $A_i = \frac{D_i \cdot \lambda_i}{U_i \cdot (T_{c_i} - T_1)}$, $i = 2, 3, 4, \dots, n$ | سطح انتقال حرارت برای مرحله ۲ تا n [۱۶] |
| (۳۵) | $A_e = A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_n = \sum_{i=1}^n A_i$, $i = 1, 2, 3, \dots, n$ | کل سطح انتقال حرارت اواپراتورها |
| (۳۶) | $(LMTD)_c = \frac{(T_f - T_{cw})}{\ln((T_{v_n} - T_{cw}) / (T_{c_n} - T_f))}$ | میانگین اختلاف دمای لگاریتمی |
| (۳۷) | $U_c = 1.7194 + 3.2063 \cdot 10^{-2} \cdot T_{v_n} - 1.5971 \cdot 10^{-5} \cdot (T_{v_n})^2 + 1.9918 \cdot 10^{-7} \cdot (T_{v_n})^3$ | سطح انتقال حرارت کندانسور [۱۶] |
| (۳۸) | $A_c = \frac{D_c \cdot \lambda_n}{U_c \cdot (LMTD)_c}$ | سطح انتقال حرارت کندانسور |
| (۳۹) | $M_{cw} = \frac{D_c \cdot \lambda_n}{C_p \cdot (T_f - T_{cw})}$ | دبی آب خنک کن [۱۶] |
| (۴۰) | $A_d = \frac{A_e + A_c}{D_t}$ | سطح انتقال حرارت مخصوص |
| (۴۱) | $GOR = \frac{D_t}{D_m}$ | عملکرد سیستم-MEE TVC [۱۶] |
| (۴۲) | $Q_d = \frac{D_m \cdot \lambda_m}{D_t}$ | مصرف حرارت مخصوص |

۳- معادلات حاکم بر سیستم CCHPW

کل تقاضای گرمایش (گرمایش ساختمان، بار حرارتی چیلر جذبی و آب شیرین کن) از رابطه (۴۳) حاصل می‌شود:

$$\dot{H}_{dmm, tot} = D_m \cdot \lambda_m + \dot{H}_{dmm} + (1 - \alpha) \cdot \frac{\dot{Q}_{dmm}}{COP_{ch, ab}} \quad (43)$$

ترم اول معادله مربوط به انرژی مصرفی مورد نیاز برای آب شیرین کن تبخیری است. D_m و λ_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 بازبایی شده از محرک اصلی و در صورت لزوم از بویلر کمکی تأمین می‌شود. \dot{H}_{dmm} و α به ترتیب بار گرمایی مورد نیاز و نسبت سرمایش الکتریکی هستند که در آن α به صورت رابطه (۴۴) است [۸]:

| | | |
|------|---|---|
| (۱۷) | $X_{b1} = \frac{F_1}{(F_1 - D_1)} \cdot X_f$ | موازنه غلظت آب نمک [۱۶] |
| (۱۸) | $D_2 = \frac{D_1 \cdot \lambda_1 - F_2 \cdot C_p \cdot (T_2 - T_f) + B_1 \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2)}{\lambda_2}$ | بخار تولید شده در مرحله دوم [۱۶] |
| (۱۹) | $B_2 = F_2 + B_1 - D_2$ | شوراب خروجی مرحله دوم |
| (۲۰) | $X_{b2} = \frac{X_f \cdot F_2 + X_{b1} \cdot B_1}{B_2}$ | میزان شوراب خروجی مرحله دوم [۱۶] |
| (۲۱) | $NEA_i = \frac{33 \cdot (T_{i-1} - T_i)^{0.55}}{T_{v_i}}$, $i = 2, 3, 4, \dots, n$ | رابطه بازده فلش برای مراحل ۲ تا n [۱۸] |
| (۲۲) | $T' = T_i + NEA_i$, $i = 2, 3, 4, \dots, n$ | دمای خنک کننده هوا هنگام ورود به مرحله که گرمای نهان تبخیر در این دما از رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود [۱۶]. |
| (۲۳) | $d_i = \frac{B_{i-1} \cdot C_p \cdot (T_{i-1} - T'_i)}{\lambda_i}$, $i = 2, 3, 4, \dots, n$ | بخار فلش شده شوراب از مرحله ۲ تا n |
| (۲۴) | $NEA'_i = \frac{33 \cdot (T_{c_{i-1}} - T_{v_i})^{0.55}}{T_{v_i}}$, $i = 2, 3, 4, \dots, n$ | محاسبه مقدار NEA برای محفظه فلش [۱۶] |
| (۲۵) | $T'' = T_{v_i} + NEA'_i$, $i = 2, 3, 4, \dots, n$ | دمای چگالش بخارات ورودی به محفظه‌های فلش |
| (۲۶) | $d'_i = D_{i-1} \cdot C_p \cdot \left(\frac{T_{c_{i-1}} - T''_i}{\lambda'_i} \right)$, $i = 2, 3, 4, \dots, n$ | مقدار بخار فلش شده در محفظه‌های فلش [۱۶] |
| (۲۷) | $D_i = \frac{(D_{i-1} \cdot \lambda_{i-1} + d_{i-1} \cdot \lambda_{i-1} + d'_{i-1} \cdot \lambda'_{i-1}) - F_i \cdot C_p \cdot (T_i - T_f)}{\lambda_i}$ $+ \frac{B_{i-1} \cdot C_p \cdot (T_{i-1} - T_i)}{\lambda_i}$, $i = 3, 4, \dots, n$ | مقدار بخار ایجاد شده از مرحله ۳ تا n [۱۶] |
| (۲۸) | $D_t = D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_n = \sum_{i=1}^n D_i$, $i = 1, 2, 3, \dots, n$ | دبی مقدار کل چگالش (Dt) [۱۶] |
| (۲۹) | $B_i = F_i + B_{i-1} - D_i$, $i = 3, 4, \dots, n$ | دبی شوراب خروجی ۳ تا n |
| (۳۰) | $X_{b_i} = \frac{X_f \cdot F_i + X_{b_{i-1}} \cdot B_{i-1}}{B_i}$, $i = 3, 4, \dots, n$ | شوری مرحله ۳ تا n [۱۶] |
| (۳۱) | $D_c = D_n - D_{ev}$ | مقدار بخار وارد شده به کندانسور |
| (۳۲) | $U_i = \left(\frac{1939.4 + 1.40562 \cdot T_i - 0.0207525 \cdot (T_i)^2}{1000} + \frac{0.0023186 \cdot (T_i)^3}{1000} \right)$ | |

تغییرات گرمای قابل بازیافت از آب موتور دیزل و موتور گازسوز و همچنین اگزوز موتور دیزل، موتور گاز سوز و توربین گاز بر حسب بار جزئی به ترتیب، از توابع زیر محاسبه می شوند [۱۹]:

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

$$\frac{\dot{Q}_{w,j,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = 17.49 \exp(-0.07512(PL)) + 39.36 \exp(-0.002556(PL)) \quad (53)$$

$$\frac{\dot{Q}_{ex,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = 0.001016(PL)^2 - 0.1423(PL) + 31.72 \quad (54)$$

$$\frac{\dot{Q}_{ex,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = 8.56 \exp(-0.02619(PL)) + 18.91 \exp(0.001194(PL)) \quad (55)$$

$$\frac{\dot{Q}_{ex,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = 0.0061(PL) + 0.3868 \quad (56)$$

که η و \dot{m}_f و LHV_f به ترتیب بازده نامی، سوخت مصرفی و ارزش حرارتی پایین سوخت است. تابع مصرف سوخت موتور دیزل، موتور گاز سوز و توربین گازی در بار جزئی به صورت زیر است [۱۹]:

$$\frac{\dot{m}_{f,PL}}{\dot{m}_{f,nom}} = -0.02836 \exp(0.03254(PL)) + 0.2556 \exp(0.01912(PL)) \quad (57)$$

$$\frac{\dot{m}_{f,PL}}{\dot{m}_{f,nom}} = 0.2408 \exp(0.01403(PL)) + 0.03553 \exp(-0.02494(PL)) \quad (58)$$

$$\frac{\dot{m}_{f,PL}}{\dot{m}_{f,nom}} = 0.4772 \exp(0.007565(PL)) - 0.2123 \exp(-0.02677(PL)) \quad (59)$$

\dot{m}_f مصرف سوخت نامی از رابطه زیر حاصل می شود [۲۰]:

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{ch,el}}{\dot{Q}_{dmn}} \quad (44)$$

میزان سرمایش الکتریکی در طول سال ثابت یعنی استراتژی CER انتخاب شده است.

کل تقاضای برق $\dot{E}_{dmn,tot}$ شامل مجموع بار برق برای ساختمان و مصرف برق چیلر برقی که توسط محرک اصلی و شبکه تامین می شود، با رابطه (۴۵) محاسبه می شود [۸]:

$$\dot{E}_{dmn,tot} = \dot{E}_{dmn} + \alpha \cdot \frac{\dot{Q}_{dmn}}{COP_{ch,el}} \quad (45)$$

۳-۱- چیلر جذبی، چیلر تراکمی و بویلر کمکی

با استفاده از قانون اول ترمودینامیک گرمای مصرفی برای چیلر جذبی، برق مصرفی چیلر تراکمی و سوخت مصرفی برای بویلر کمکی به ترتیب از روابط زیر حاصل می شوند [۸]:

$$\dot{H}_{ch,ab} = \frac{\dot{Q}}{COP_{ch,ab}} \quad (46)$$

$$\dot{E} = \frac{\dot{Q}}{COP_{ch,el}} \quad (47)$$

$$\dot{m}_{f,b} = \frac{\dot{H}}{(\eta_b \cdot LHV_f)} \quad (48)$$

که در آن \dot{Q} و \dot{H} به ترتیب بار سرمایی چیلر و بار حرارتی بویلر هستند.

۳-۲- محرک های اصلی

تغییرات توان بر حسب بار جزئی برای توربین گازی، موتور دیزل و موتور گازسوز از توابع زیر حاصل می گردند [۱۹]:

$$\frac{\dot{E}_{GT,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = \frac{-0.002551(PL)^2 + 1.135(PL) + 11.71}{100} \cdot \eta_{GT,nom} \quad (49)$$

$$\frac{\dot{E}_{DE,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = (1.07 \exp(-0.0005736(PL)) - 1.259 \exp(-0.05367(PL))) \cdot \eta_{D,nom} \quad (50)$$

$$\frac{\dot{E}_{GE,PL}}{\dot{m}_{f,pl} \cdot LHV_f} = (-0.0001591 \times (PL)^2 + 0.024(PL) + 0.1904) \cdot \eta_{GE,nom} \quad (51)$$

$$a = \frac{ir}{1 - (1 + ir)^{-k}} \quad (68)$$

که در آن ir نرخ تورم و k عمر تجهیزات است. Φ ضریب تعمیر و نگهداری سیستم، N تعداد ماه‌های سال، τ_i ساعات کار سیستم در هر ماه، $\varphi_{e,b,i}$ قیمت خرید برق از شبکه، $\varphi_{f,i}$ قیمت گازوئیل و ψ_{em} قیمت انتشار آلاینده است. با افزودن ترم آخر دربراکت، اثر زیست محیطی در انتخاب بهینه تجهیزات سیستم CCHPW در نظر گرفته می‌شوند. متغیرهای طراحی شامل (۱۲) بار جزئی برای محرک (موتور دیزل یا موتور گازسوز یا توربین گازی) در کل سال، ظرفیت محرک، ظرفیت بویلر کمکی، ظرفیت چیلر تراکمی، ظرفیت چیلر جذبی، نسبت سرمایش الکتریکی، تعداد مراحل آب شیرین کن، فشار بخار محرک آب شیرین کن، دبی آب تغذیه دریا و دبی بخار محرک مجموعاً ۲۱ مورد است. علاوه بر این قیدها به صورت زیر می‌باشند:

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

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

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

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

$$PL_{des,i} \leq 1 \quad \forall i=1,2,3,\dots,N \quad (73)$$

در این پژوهش، فروش برق به شبکه مجاز نبوده و برق اضافی در هر مرحله باید صفر و یا منفی باشد:

$$\dot{E}_{exc,i} \leq 0 \quad \forall i=1,2,3,\dots,N \quad (74)$$

که خرید برق با مقدار منفی الکتریسیته معادل است.

۵- مطالعه موردی

روش بهینه سازی CCHPW برای یک هتل فرضی در استان بوشهر به کار می‌رود. سیستم CCHPW تقاضای سرمایش، گرمایش، برق و آب شیرین را برای ۱۷۰ اتاق با میانگین مساحت ۱۳۰ متر مربع را تامین می‌کند. مقادیر اسمی بازده بویلر کمکی، COP چیلر جذبی (با کندانسور هوا خنک) و الکتریکی به ترتیب برابر با ۰/۸، ۰/۷ و ۳ است [۸]. فرض بر این است که محرک در بار جزئی زیر ۲۰% خاموش است و تنها بویلر کمکی، تقاضای گرمایش را تامین می‌کند؛ در حالی که تقاضای برق توسط شبکه تامین می‌شود.

$$\dot{m}_{f,nom} = \frac{\dot{W}}{\eta_{nom} \cdot LHV_f} \quad (60)$$

۳-۳- بازده و ضریب عملکرد تجهیزات CCHP

بازده حرارتی بویلر و همچنین ضریب عملکرد چیلرهای تراکمی و جذبی در سیستم CCHP فرض می‌شود، تابعی از بار جزئی به صورت زیر است [۸]:

$$\frac{\eta_{th,PL}}{\eta_{th,nom}} = 0.0951 + 1.525(PL) - 0.6249(PL)^2 \quad (61)$$

$$\frac{COP_{PL,ab}}{COP_{nom,ab}} = \frac{PL}{0.75(PL)^2 + 0.0195(PL) + 0.213} \quad (62)$$

$$\frac{COP_{PL,el}}{COP_{nom,el}} = 1.819(PL) - 0.819(PL)^2 \quad (63)$$

بازده موتور دیزل، گاز سوز و توربین گازی بر حسب ظرفیت نامی با توابع زیر تخمین زده می‌شوند [۲۰]:

$$\eta_{nom, DE} = (0.00095E_{nom} + 42.1) / 100 \quad (64)$$

$$\eta_{nom, GE} = (0.00097E_{nom} + 37.5) / 100 \quad (65)$$

$$\eta_{nom, GT} = 1.22(-9.2 \times 10^{-8} E_{nom}^2 + 0.001724 E_{nom} + 18.1) / 100 \quad (66)$$

۴- تابع هدف، متغیرهای طراحی و قیدها

در این مطالعه کمینه سازی هزینه کل سالیانه اعم از هزینه اولیه تجهیزات، هزینه بهره برداری و نگهداری با احتساب نرخ تورم، به عنوان تابع هدف به صورت رابطه (۶۷) در نظر گرفته شده است [۸]:

$$TAC (\$/ \text{year}) = \sum_{j=1}^5 (a\phi C_{in})_j + \sum_{i=1}^N [\dot{E}_{b,i} \times \varphi_{e,b,i} + \dot{m}_{f,i} \times LHV_f \times \varphi_{f,i} + 3600 \times \dot{m}_{CO_2,i} \times \psi_{em}] \times \tau_i \quad (67)$$

که Z و C_{in} در رابطه بالا به ترتیب تعداد و سرمایه گذاری تجهیزات سیستم شامل (موتور دیزل یا موتور گاز سوز یا توربین گازی)، بویلر، چیلر تراکمی، چیلر جذبی و آب شیرین کن تیخیری) است. ضریب سالیانه کننده a از رابطه (۶۸) به دست می‌آید [۸]:

۶- اعتبار سنجی مدل آب شیرین کن

برای اعتبار سنجی مدلسازی آب شیرین کن از پارامترهای ورودی مرجع [۲۱] در جدول ۲ استفاده شده است. مقایسه نتایج مدل سازی با مرجع [۲۱]، خطای کمتر از ۲٪ را در جدول ۳ نشان می دهد.

جدول ۲- شرایط کاری آب شیرین کن در مرجع [۲۱] و این پژوهش

| پارامترها | مرجع [۲۱] | مدل |
|------------------------|-----------|------|
| تعداد مراحل N | ۴ | ۴ |
| فشار محرک Pm, kPa | ۲۳۰۰ | ۲۳۰۰ |
| بیشینه دمای آب شور °C | ۶۰/۱ | ۶۰/۱ |
| کمینه دمای آب شور °C | ۴۵/۴ | ۴۵/۴ |
| اختلاف دمای مراحل °C | ۴/۹ | ۴/۹ |
| دمای آب تغذیه °C Tf | ۴۱/۵ | ۴۱/۵ |
| دمای آب خنک کن °C Tcw | ۳۱/۵ | ۳۱/۵ |
| دبی بخار محرک Dm, kg/s | ۸/۸ | ۸/۸ |

جدول ۳- اعتبار سنجی مدل آب شیرین کن تبخیری

| آب شیرین کن | Tripoli [۲۱] | مدل | خطا % |
|---|--------------|-------|-------|
| نسبت مکش اجکتور Ra | ۱/۱۴ | ۱/۱۴ | ۰/۰۰ |
| نسبت انبساط ER | ۲۴۰/۹ | ۲۴۰/۹ | ۰/۰۰ |
| نسبت تراکم CR | ۲/۶ | ۲/۶ | ۰/۰۰ |
| آب شیرین تولید شده D, kg/s | ۵۷/۸ | ۵۸/۶ | ۱/۳۶ |
| عملکرد GOR | ۶/۵ | ۶/۶ | ۱/۵۱ |
| حرارت مخصوص مصرفی Q _a kJ/kg | NA | ۳۶۷ | - |
| سطح انتقال حرارت ویژه Ad, kg/s/m ² | NA | ۲۷۲/۱ | - |

۷- بحث و نتایج

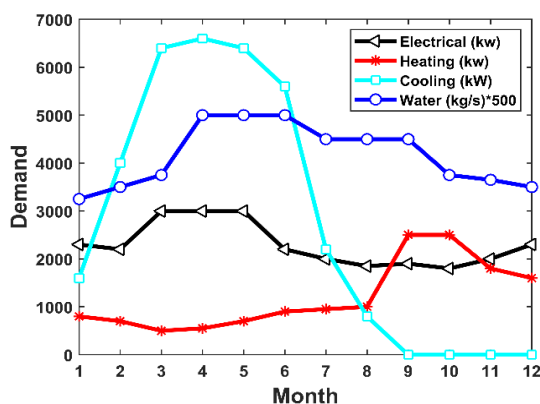
در سیستم مورد بررسی، امکان خرید برق از شبکه وجود دارد، اما فروش به شبکه مجاز نیست. منحنی نیاز برق، سرمایش، گرمایش و آب شیرین برای یک هتل در استان بوشهر در شکل ۳ آورده شده است.

الگوریتم بهینه سازی، الگوریتم ژنتیک یک هدفه با تعداد کروموزوم ۱۰۰، احتمال جهش ۰/۰۰۵، احتمال ادغام ۰/۸۵ و اعمال نخبه گرایی ۰/۱ برای حل مسئله در نظر گرفته شد. متغیرهای طراحی، گام و محدوده آن ها در جدول ۴ آمده اند.

محدوده پایین متغیرها برای محرک دیزل و موتور گاز سوز ۱۰۰ kW و برای توربین گازی ۵۰۰ kW در نظر گرفته می شود [۱۷]. پس از انجام بهینه سازی سیستم تولید همزمان برای محرک های توربین گازی، موتور گاز سوز و دیزل به طور جداگانه، نتایج بهینه در جدول ۵ آورده شده اند.

۷-۱- نتایج سیستم CCHPW با محرک توربین گازی

با توجه به شکل ۴، حرارت تولیدی توسط محرک اصلی و بویلر، حرارت مصرفی توسط چیلر جذبی، آب شیرین کن و گرمایش، تقاضای سرمایش، گرمایش و تولید سرمایش الکتریکی و جذبی نیز مشاهده می شود. همانگونه که از شکل ۴ مشخص است، حرارت مورد نیاز برای گرمایش ساختمان، آب شیرین کن تبخیری و چیلر جذبی توسط محرک اصلی (توربین گازی) تامین می شود و از آنجایی که این حرارت اضافی به اندازه مصرف تمامی تجهیزات است،



شکل ۳- منحنی نیاز برق، حرارت، سرمایش و آب شیرین

جدول ۴- متغیرهای طراحی و محدوده آنها

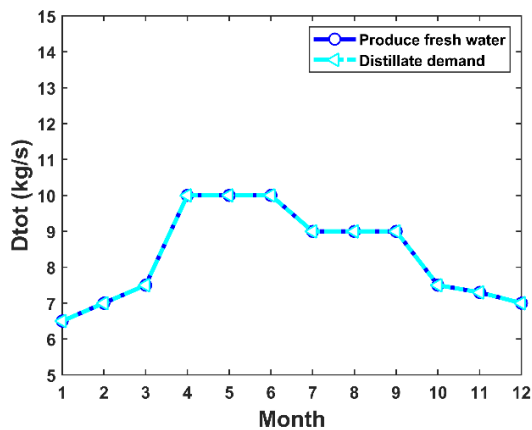
| متغیرها | محدوده پایین | محدوده بالا | گام |
|---------------------------|--------------|-------------|-----|
| ظرفیت محرک (kW) | ۵۰۰ و ۱۰۰ | ۵۰۰۰ | ۱۰۰ |
| بار جزئی محرک در هر ماه % | ۰ | ۱۰۰ | ۱۰ |
| ظرفیت چیلر الکتریکی (kW) | ۰ | ۸۰۰۰ | ۱۰۰ |
| ظرفیت چیلر جذبی (kW) | ۰ | ۸۰۰۰ | ۱۰۰ |
| ظرفیت بویلر کمکی (kW) | ۰ | ۶۰۰۰ | ۱۰۰ |
| نسبت سرمایه‌اش الکتریکی % | ۰ | ۱۰۰ | ۱۰ |
| تعداد مراحل 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 |

جدول ۵- مقادیر بهینه متغیرهای طراحی

| متغیرها | توربین گازی | دیزل | گازسوز |
|-------------------------------------|-------------|----------|----------|
| ظرفیت محرک (kW) | ۳۲۱۴ | ۴۶۸۸ | ۳۳۶۶ |
| بار جزئی محرک % | شکل ۴ | شکل ۷ | شکل ۱۰ |
| ظرفیت چیلر الکتریکی (kW) | ۴۵۳۵ | ۵۰۳۹ | ۴۵۹۸ |
| ظرفیت چیلر جذبی (kW) | ۲۲۰۴ | ۳۶۵۳ | ۷۴۹۶ |
| ظرفیت بویلر (kW) | ۰ | ۳۰۴۷ | ۱۶۱۹ |
| نسبت سرمایه‌اش الکتریکی % | ۶۶ | ۶۰ | ۶۶ |
| مراحل آب شیرین کن | ۱۱ | ۵ | ۱۱ |
| فشار بخار محرک (kPa) | ۳۵۰۰ | ۳۳۹۲ | ۳۵۰۰ |
| دبی آب تغذیه (kg/s) | ۶۳/۴ | ۶۳/۴ | ۶۳/۴ |
| دبی بخار محرک (kg/s) | ۰/۶۶ | ۱/۳۳ | ۰/۶۶ |
| هزینه سالیانه $\times 10^6$ \$/year | ۱/۸۹۹۰۵۴ | ۱/۵۵۲۲۷۱ | ۱/۹۳۱۷۶۵ |

توجه به مقدار نسبت سرمایه‌اش الکتریکی، ۶۶٪ این نیاز توسط چیلر تراکمی تامین شده که علت آن مصرف بخشی از گرما توسط آب شیرین کن حرارتی بوده و منجر به کمبود گرمای تغذیه برای چیلر جذبی می‌شود.

ظرفیت بهینه بویلر صفر است. گفتنی است که حرارت تولید شده در محرک اصلی نه تنها به اندازه مصرف تجهیزات است، بلکه بخشی از آن نیز در تمامی ماه‌های سال نیز اضافی است. تقریباً ۴۴۰۰ kW از سرمایه‌اش مورد نیاز توسط چیلر تراکمی و ۲۲۰۰ kW باقی مانده توسط چیلر جذبی تامین می‌شود و با



شکل ۶- تولید و نیاز آب شیرین توسط آب شیرین کن در کل سال برای هر سه محرک توربین گازی، موتور دیزل و موتور گازسوز

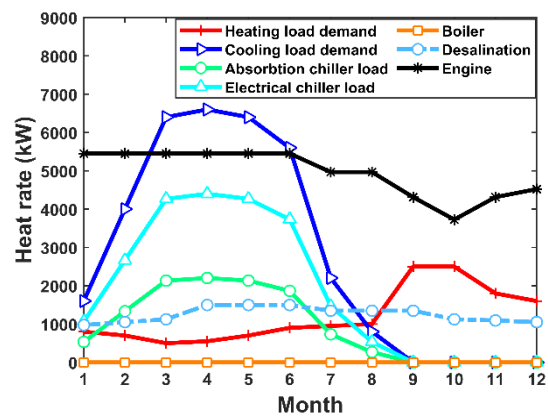
است. عملکرد آب شیرین کن ۱۶/۴۳، حرارت ویژه مصرفی ۱۴۹/۸۳ kJ/kg، تعداد مراحل ۱۱، فشار بخار محرک ۳۵۰۰ kPa، دبی آب تغذیه و بخار محرک به ترتیب ۶۳/۴ kg/s و ۰/۶۶ حاصل شده‌اند. همانطور که منحنی نیاز آب شیرین برای هر سه محرک توربین گازی، موتور دیزل و موتور گازسوز یکی است، از اینرو این شکل پس از انجام بهینه سازی برای هر سه مورد مانند یکدیگر حاصل شده و به همین دلیل فقط برای محرک توربین گاز آورده شده است.

۷-۲- نتایج سیستم CCHPW با محرک موتور دیزل

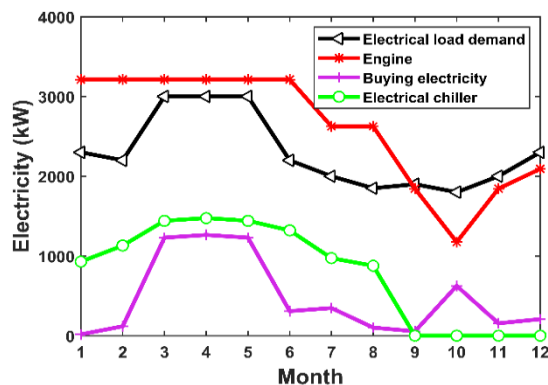
حرارت تولید و مصرف شده توسط سیستم CCHPW در شکل ۷ با محرک اصلی موتور دیزل در این سیستم در نظر گرفته شده است. حرارت مورد نیاز چیلر جذبی، آب شیرین کن و گرمایش ساختمان از محرک اصلی و بویلر کمکی در تمامی ماه‌ها تامین می‌شود. این اتفاق در سیستم با محرک توربین گازی دیده نمی‌شود و در آن حالت، بویلر کمکی در هیچ کدام از ماه‌های سال استفاده نشده و حرارت مورد نیاز را فقط محرک اصلی تامین می‌نماید. مقادیر بهینه متغیرهای طراحی آب شیرین کن با محرک موتور دیزل نسبت به توربین گازی، عملکرد، تعداد مراحل و فشار بخار محرک به ترتیب ۵۲/۲۸٪، ۵۴/۵۴٪ و ۳/۰۹٪ کاهش، حرارت ویژه مصرفی و دبی بخار محرک ۲ برابر و دبی آب تغذیه برابر حاصل شده‌اند. ظرفیت محرک دیزل تقریباً یک

تولید، خرید، نیاز و مصرف الکتریسیته در شکل ۵ مشاهده می‌شود. مطابق این منحنی‌ها مجموع نیاز برق و مصرف چیلر تراکمی برابر با الکتریسیته تولید شده و خرید از شبکه در تمامی ماه‌ها است. بدیهی است در ماه‌هایی که نیاز سرمایش با توجه به منحنی آن در شکل ۴ نداریم (ماه‌های ۹ تا ۱۲) مصرف چیلر تراکمی در آن ماه‌ها صفر گردد. نهایتاً هزینه سالیانه این سیستم $1/899.054 \times 10^6$ \$/year حاصل شده است.

شکل ۶ منحنی نیاز و آب شیرین تولید شده توسط سیستم را نشان می‌دهد. ظرفیت آب شیرین کن در تمامی پیکربندی‌های مورد بررسی $864 \text{ m}^3/\text{day}$ است و با فرض کارکرد کل سیستم در ۲۰ ساعت از کل شبانه روز میزان تولید آب شیرین حداقل $468 \text{ m}^3/\text{day}$ و حداکثر $720 \text{ m}^3/\text{day}$



شکل ۴- حرارت و سرمایش تولید/ مصرف شده توسط سیستم در کل سال با محرک توربین گازی



شکل ۵- برق تولید/مصرف و خرید از شبکه توسط سیستم در کل سال با محرک توربین گازی

برق از شبکه صفر بوده و برق مورد نیاز ساختمان و برق مصرفی چیلر تراکمی توسط محرک اصلی تامین می‌شود. بار جزئی بهینه برای کل تجهیزات سیستم با هر سه محرک در شکل ۹ آمده است. همانطور که در این شکل دیده می‌شود، هر دو چیلرها برای هر سه محرک در ماه‌های ۱ تا ۸ بار جزئی دارند، بار جزئی بویلر برای سیستم با محرک توربین گاز صفر و برای هر سه محرک در تمامی ماه‌ها بالای ۲۰٪ است.

۷-۳- نتایج سیستم CCHPW با محرک موتور گاز سوز

مشابه آنچه که در دو حالت قبل برای محرک اصلی توربین گازی و موتور دیزل حاصل شد برای محرک موتور گاز سوز مطابق با شکل ۱۰ به دست آمد؛ اما هزینه سالیانه در این سیستم بیشتر از آنها و برابر با $1/931765 \times 10^6$ \$/year حاصل شد. ظرفیت بویلر حدوداً ۱۶۰۰kW انتخاب شده است؛ که در مقایسه با سیستم با محرک موتور دیزل کوچکتر است. سرمایه‌ش تولید شده توسط چیلرهای جذبی و الکتریکی مانند سیستم با محرک توربین گازی حاصل شده است.

با توجه به شکل ۱۱ خرید برق از شبکه برابر با کمبود برق تولیدی موتور گازسوز، به‌منظور تامین نیازها می‌باشد. خرید برق از شبکه در مقایسه سیستم با محرک توربین گازی و موتور دیزل نسبتاً بیشتر است.

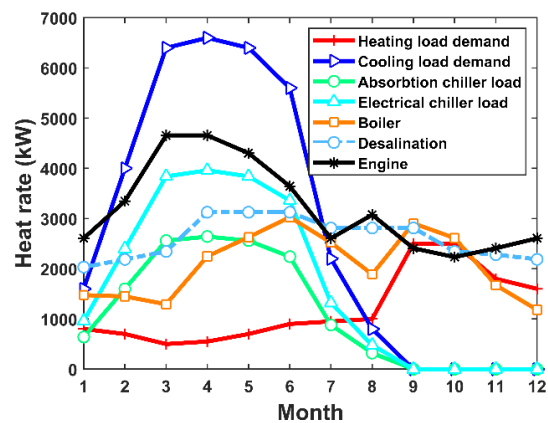
مقادیر بهینه متغیرهای طراحی آب شیرین کن با محرک موتور دیزل نسبت به موتور گازسوز، عملکرد، تعداد مراحل و فشار بخار محرک به ترتیب ۵۲/۲۵٪، ۵۴/۵۴٪ و ۳/۰۸٪ کاهش، حرارت ویژه مصرفی و دبی بخار محرک ۲ برابر و دبی آب تغذیه برابر حاصل شده‌اند.

۸- نتیجه‌گیری

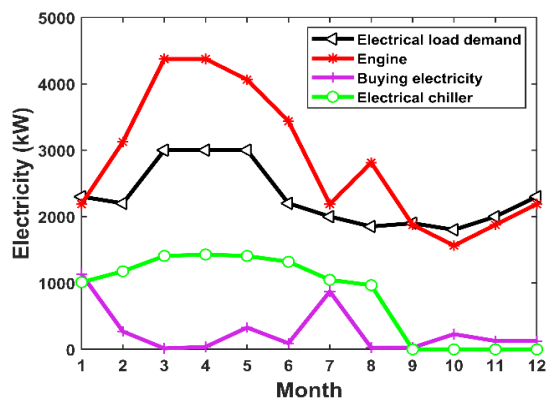
در این پژوهش به ارزیابی فنی اقتصادی سیستم تولید همزمان سرمایه‌ش، حرارت و توان CCHP کوپل شده با آب شیرین کن تبخیری چند اثره با تراکم بخار حرارتی MEE-TVC با محرک‌های توربین گازی، موتور گاز سوز و موتور دیزل به‌صورت جداگانه پرداخته شد. هدف اصلی این پژوهش، مقایسه فنی و اقتصادی سیستم با محرک‌های مذکور بود. پس از انجام بهینه‌سازی ظرفیت بویلر کمکی با انتخاب محرک توربین گازی بر خلاف دو محرک دیگر صفر

و نیم برابر ظرفیت محرک توربین گازی، نسبت سرمایه‌ش الکتریکی در هر دو محرک بیش از ۵۰٪ که برای این سیستم ۶۰٪ یعنی تقریباً ۴۰۰۰kW از تقاضای سرمایه‌ش را چیلر تراکمی و ۲۶۰۰kW آن توسط چیلر جذبی تأمین می‌شود. در نهایت هزینه سالیانه برای این سیستم $1/552271 \times 10^6$ \$/year حاصل شده است.

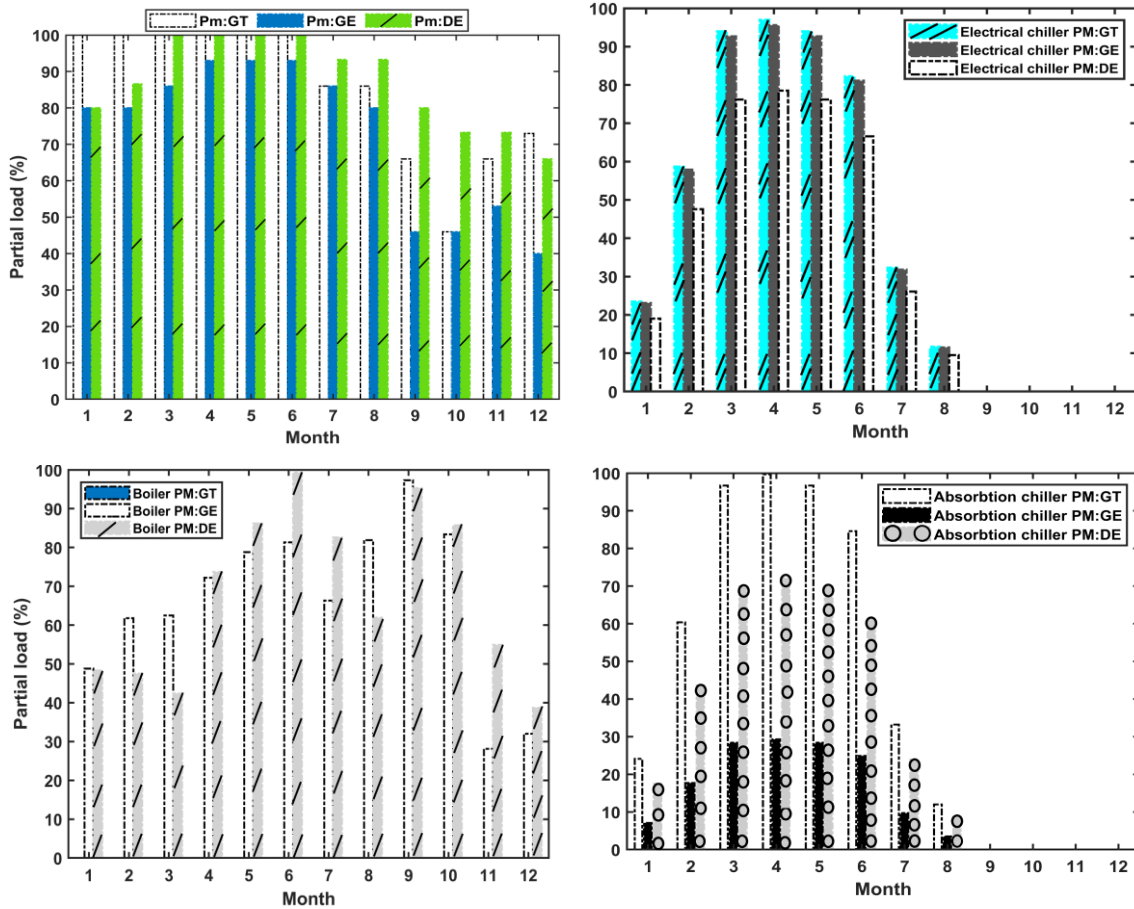
از شکل ۷ مشخص است که بویلر کمکی در تمامی ماه‌ها استفاده شده و ظرفیت آن تقریباً ۳۰۰۰kW انتخاب شده است. این در حالی است که هزینه سالیانه سیستم با محرک دیزل ۱۸/۲۶٪ ارزانتر از سیستم با محرک توربین گازی است. با توجه به شکل ۸ خرید برق از شبکه نسبت به حالت قبل، در نظر گرفتن توربین گازی، کمتر بوده و بیشتر آن توسط موتور دیزل تأمین می‌شود. در ماه‌های ۳ تا ۴ و ۸ تا ۹ خرید



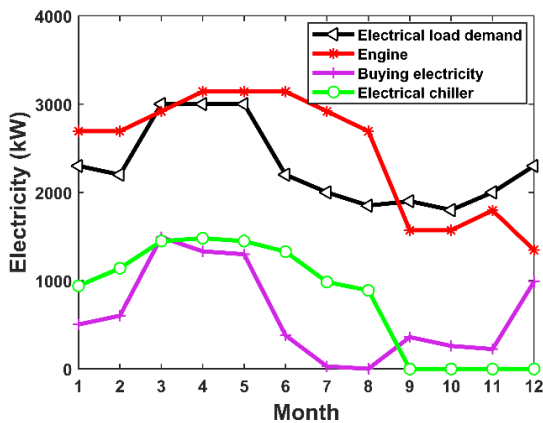
شکل ۷- حرارت و سرمایه‌ش تولید/ مصرف شده توسط سیستم در کل سال با محرک موتور دیزل



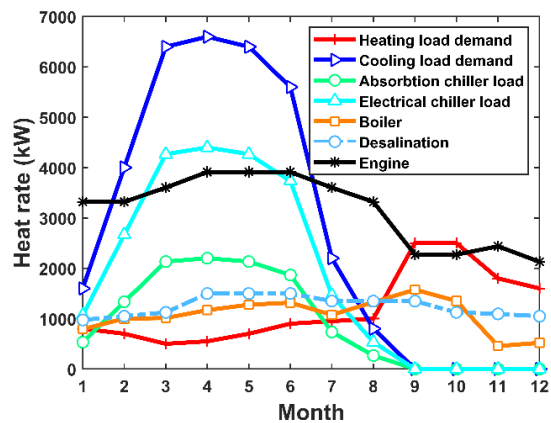
شکل ۸- برق تولید/ مصرف و خرید از شبکه توسط سیستم در کل سال با محرک موتور دیزل



شکل ۹- بار جزئی تجهیزات سیستم CCHP در کل ماه‌های سال و برای محرک‌های توربین گازی، موتور دیزل و موتور گازسوز



شکل ۱۱- برق تولید/ مصرف و خرید از شبکه توسط سیستم در کل سال با محرک موتور گازسوز



شکل ۱۰- حرارت و سرمایش تولید/ مصرف شده توسط سیستم در کل سال با محرک موتور گازسوز

کن با وجود افت ۵۰ درصدی عملکرد آب شیرین کن در سیستم با محرک موتور دیزل نسبت به سایر محرک‌ها موجب

انتخاب شد. خرید کمتر برق از شبکه و افزایش ۵۰ درصدی ظرفیت محرک، کاهش ۵۰ درصدی تعداد مراحل آب شیرین

| | | |
|--|-----------|--|
| توان الکتریکی (kW) | \dot{E} | ارزان تر شدن هزینه سالیانه این سیستم گردید. نتایج نشان داد، در این سیستم با در نظر گرفتن محرک موتور گازسوز، هزینه سالیانه گرانترین و برابر با $1/931765 \times 10^6$ \$/year، برای سیستم با محرک موتور دیزل ارزانتر از سایر محرکها و برابر با $1/552271 \times 10^6$ \$/year و برای محرک توربین گازی $1/899054 \times 10^6$ \$/year است که به عبارت دیگر، هزینه سالیانه سیستم با محرک موتور دیزل در مقایسه با موتور گاز سوز و توربین گازی $1/19/64$ ٪ و $1/18/26$ ٪ به ترتیب کاهش یافته است. |
| نرخ گرما (kW) | H | |
| نرخ تورم (-) | ir | |
| عمر تجهیزات (year) | k | |
| دبی جرمی (kg/s) | m | |
| تعداد ماهها در یک سال (-) | N | |
| بار جزئی (%) | PL | |
| دبی شوراب (kg/s) | B | ۹- پیوست |
| افزایش دمای نقطه جوش (°C) | BPE | هزینه سرمایه گذاری تجهیزات سیستم در جدول ۶ آمده است. |
| نسبت تراکم (-) | CR | |
| دبی (kg/s) | D | جدول ۶- قیمت اولیه تجهیزات |
| نسبت انبساط (-) | ER | تجهیز |
| دبی آب تغذیه (kg/s) | F | هزینه سرمایه گذاری |
| عملکرد (-) | GOR | موتور دیزل $[-138.71 \times \ln(\dot{E}_{nom}) + 863.55] \times \dot{E}_{nom}$ [۲۲] |
| اختلاف دمای لگاریتمی | LMTD | موتور گازسوز $[-138.71 \times \ln(\dot{E}_{nom}) + 1727.1] \times \dot{E}_{nom}$ [۲۲] |
| دبی آب خنک کن (kg/s) | M_{cw} | توربین گازی $(-0.014 \times \dot{E}_{nom} + 600) \times \dot{E}_{nom}$ [۲۲] |
| تعداد اثرات (-) | n | بویلر $205\dot{H}^{0.87}$ [۸] |
| فشار بخار (kPa) | P | چیلر تراکمی $482(Q_{ch,nom})^{0.93} - 159.7(\dot{Q}_{ch,nom})$ [۸] |
| مصرف حرارت ویژه (kJ/kg) | Q_d | چیلر جذبی $540(\dot{Q}_{ch,nom})^{0.872}$ [۸] |
| نرخ حرارت (kW) | \dot{Q} | آب شیرین کن $3018.8Vd^{0.9795}$ [۱۳] |
| سطح انتقال حرارت (m ²) | A | برای هزینه سوخت گازوئیل و گاز، خرید برق از شبکه و جریمه انتشار آلایندهها از مرجع [۲۲] استفاده شده است. |
| سطح انتقال حرارت ویژه (m ² /kg) | A_d | |
| دمای بخار اشباع (°C) | T_v | ۱۰- نمادها |
| ضریب انتقال حرارت (kW/m ² K) | U | a ضریب سالیانه کننده (-) |
| غلظت نمک (ppm) | X | α نسبت سرمایه اش الکتریکی (-) |
| دما (°C) | T | AC هزینه سالیانه (\$/year) |
| | | C_{in} هزینه سرمایه گذاری (\$) |

| علائم یونانی | | | |
|-----------------|----------|--------------------------------------|---------------------|
| | ev | | بخار مکشی |
| Ψ_{em} | f | جریمه انتشار آلاینده ($\$/kgCO_2$) | تغذیه |
| φ_{ab} | i | فاکتور قیمت ($\$/kWh$) | شماره اثر |
| $\varphi_{e,b}$ | m | قیمت خرید برق ($\$/kWh$) | بخار محرک |
| Φ | s | ضریب نگهداری (-) | بخار خروجی |
| α | t or tot | نسبت سرمایش الکتریکی (-) | کل |
| τ | n | ساعات در یک ماه (h) | اثر آخر آب شیرین کن |
| زیر نویس | v | | بخار |
| ab | in | چیلر جذبی | سرمایه گذاری |

۱۱- مراجع

- | | | |
|---|------------------|-----------|
| [1] Chen X, Gong G, Wan Z, Luo L, Wan J (2015) Performance analysis of 5 kW PEMFC-based residential micro-CCHP with absorption chiller. <i>Int J Hydro Energy</i> 40: 10647-10657. | چیلر | ch |
| [2] Rahmati A, Varedi-Koulaei SM, Ahmadi MH, Ahmadi H (2020) Dimensional synthesis of the Stirling engine based on optimizing the output work by evolutionary algorithms. <i>Energy Rep</i> 6: 1468-1486. | چیلر تراکمی | el |
| [3] Farzad M, Hassanzadeh H, Safavinejad A, Aghabrahimi M (2015) Energy and exergy analysis and optimization of a cogeneration system based on solid oxide fuel cell for residential applications. <i>Journal of Solid and Fluid Mechanics</i> 5(4): 213-228. | نیاز بار | dmn |
| [4] Ghafooryan M, Tavakoli Dastjerd F, shakib E (2014) Technoeconomic evaluation of a CCHP system integrated with reverse osmosis plant for domestic uses for a residential building in bandar abbas. 4th Ann Clean Energy Conference, Kerman, Iran. | برق | ele |
| [5] Sanaye S, Ardali MR (2009) Estimating the power and number of microturbines in small scale combined heat and power systems. <i>Appl Energy</i> 86: 895-903. | گرمای اگزوز | ex |
| [6] Zhang F, Xu S, Feng D, Chen S, Du R, Su C, et al (2017) A low-temperature multi-effect desalination system powered by the cooling water of a diesel engine. <i>Desal</i> 404: 112-120. | برق اضافی | exe |
| [7] He WF, Xu LN, Han D, Gao L, Yue C, Pu WH (2016) Thermodynamic investigation of waste heat driven desalination unit based on humidification | سوخت | f |
| | موتور دیزل | DE |
| | گرمایش | heat |
| | نامی | nom |
| | آب | wj |
| | سرمایش | cool |
| | گرمای نهان تبخیر | λ |
| | شوراب | b |
| | کندانسور | c |
| | اثر | e |

- generation system of local desalination and CCHP. *Desal* 454: 20-37.
- [14] Dastgerdi HR, Whittaker PB, Chua HT (2016) New MED based desalination process for low grade waste heat. *Desal* 395: 57-71.
- [15] Ameri M, Jorjani M (2016) Performance assessment and multi-objective optimization of an integrated organic Rankine cycle and multi-effect desalination system. *Desal* 392: 34-45.
- [16] Al-Mutaz I, Wazeer I (2014) Development of a steady-state mathematical model for MEE-TVC desalination plants. *Desal* 351: 9-18.
- [17] Ettouney HM, El-Dessouky H (2002) *Fundamentals of salt water desalination*. 1st edn. Elsevier Science.
- [18] Miyatake O, Murakami K, Kawata Y (1973) Fujii, Fundamental experiments with flash evaporation. *Heat Transf Jpn Res* 2: 89-100.
- [19] Sanaye S, et al (2008) Selecting the prime movers and nominal powers in combined heat and power systems. *Appl Therm Eng* 28: 1177-1188.
- [20] Hajabdollahi H (2015) Investigating the effects of load demands on selection of optimum CCHP-ORC plant. *Appl Therm Eng* 87: 547-558.
- [21] Ashour MM (2003) Steady state analysis of the TripoliWest LT-HT-MED plant. *Desal* 152: 191-194.
- [22] Sanaye S, Hajabdollahi H (2014) Comparison of different scenarios in optimal design of a CCHP plant. <http://pie.sagepub.com/content/early/2014/08/16/0954408914547070.refs.htm>.
- dehumidification (HDH) processes. *Appl Therm Eng* 100: 315-324.
- [8] Hajabdollahi H, Ganjehkaviri A, Nazri Mohd Jaafar M (2015) Assessment of new operational strategy in optimization of CCHP plant for different climates using evolutionary algorithms. *Appl Therm Eng* 75: 468-480.
- [9] Sadatifar S, Ahmadi S, Ghafurian M, Niazmand H (2020) Optimization of the CHP System, Investigation of its Pollution and Economic Costs in Ideal and Real Conditions in terms of Local and Global Approach. *Journal of Solid and Fluid Mechanics* 10(1): 161-176.
- [10] Borji Bodaghi M, Atashkari K, Ghorbani S, Nariman Zadeh N (2017) Thermodynamic analysis and Pareto optimization of hybrid system consisting of biomass gasification, solid oxide fuel cell and gas turbine. *Journal of Solid and Fluid Mechanics* 7(1): 113-133.
- [11] Abbasi MH, Sayyaadi H, Tahmasbzadebaie M (2018) A methodology to obtain the foremost type and optimal size of the prime mover of a CCHP system for a large-scale residential application. *Appl Therm Eng* 135: 389-405.
- [12] Gholamian E, Hanafizadeh P, Ahmadi P, Mazzarella L (2020) 4E analysis and three-objective optimization for selection of the best prime mover in smart energy systems for residential applications: a comparison of four different scenarios. *J Therm Analys Calori* 4: 1-21.
- [13] Esrafiliana M, Ahmadi R (2019) Energy, environmental and economic assessment of a poly