

بهینه‌سازی دوهدفه بازیافت حرارت و تولید آب شیرین از سیستم آب خنک‌کن یکبارگذر

علی کربلایی اکبری (کارشناس ارشد)

مسعود قلی‌نژاد (کارشناس ارشد)

امید پورعلی* (استادیار)

مجید عمیدپور (استاد)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

مهندسی مکانیک شریف، بهار ۱۳۹۵ (شماره ۱، ص. ۱۳۷-۱۴۷)، یادداشت‌نویس
دوری ۳-۳۲، شماره ۱، ص. ۱۳۷-۱۴۷، یادداشت‌نویس

یکی از مهم‌ترین منابع اتلاف آب و حرارت در نیروگاه‌های حرارتی موجود در حاشیه‌ی دریاها، سیستم آب خنک‌کن یکبارگذر است. در نیروگاه‌های حرارتی واقع در نوار ساحلی جنوب ایران نیز سیستم‌های خنک‌کن یکبارگذر از مهم‌ترین منابع اتلاف انرژی است. لذا بازیافت حرارت از آب خنک‌کن برگشتی به دریا امری ضروری است. در این پژوهش، بازیافت حرارت از آب خنک‌کن برگشتی به دریا به منظور تولید آب شیرین در نیروگاه‌های حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور پس از مدل‌سازی سیستم آب شیرین‌کن چندمرحله‌یی تبخیر ناگهانی، با استفاده از تحلیل ترمودینامیک هزینه‌ی محصول تولیدی (آب شیرین) مشخص شده است. در ادامه با استفاده از الگوریتم ژنتیک، راندمان آگزوری و تابع هزینه‌ی آب شیرین تولیدی بهینه شده و نتایج حاصل توسط نمودار پرتو نشان داده شده است. ارزیابی‌ها حاکی از آن است که به واسطه‌ی بازیافت حرارت، هزینه‌ی آب شیرین تولیدی در حدود ۱۳ درصد کاهش یافت.

واژگان کلیدی: سیستم خنک‌کن یکبارگذر، بازیابی حرارت، شیرین‌سازی آب شور، تحلیل ترمودینامیک، نمودار پرتو.

aliakbary29@yahoo.com
masoudgholinejad@gmail.com
poureali@kntu.ac.ir
amidpour@kntu.ac.ir

۱. مقدمه

بروشی مهم و حیاتی برای تأمین آب شیرین به حساب می‌آید. شیرین‌سازی آب دریا فرایندی است که طی آن آب شور دریا پس از ورود به دستگاه نمک‌زدا، به دو جریان آب شیرین با کم‌ترین غلظت نمک‌های حل شده و پساب شور، که غلظت نمک در آن بسیار بیشتر از آب ورودی (منتقل شده از دریا) به دستگاه نمک‌زداست، تقسیم می‌شود. این فرایند نیازمند برخی از اشکال انرژی است و با تکنولوژی‌های مختلفی انجام می‌شود.

روش‌های مختلفی را که تاکنون برای شیرین‌سازی آب شور کاربرد داشته‌اند می‌توان به دو دسته‌ی عام حرارتی و غشایی تقسیم کرد. یادآور می‌شود برای تولید آب شیرین در ظرفیت‌های متوسط و بالا معمولاً از روش‌های تبخیر ناگهانی چندمرحله‌یی^۱، تقطیر چندمرحله‌یی^۲ و اسمز معکوس^۳ استفاده می‌شود.^[۱]

کندانسورها یکی از اصلی‌ترین اجزای تبادل حرارت در سیکل‌های نیروگاهی‌اند که بالاترین پتانسیل بازیافت حرارت در چرخه نیز مربوط به آنهاست.^[۲] آب خنک‌کن برگشتی از کندانسورهای سطحی در سیستم‌های خنک‌کن یکبارگذر، یکی از مهم‌ترین منابع اتلاف حرارت در نیروگاه‌های مجاور دریا و یا رودخانه‌های بزرگ است. در جریان انجام این فرایند مقدار قابل توجهی حرارت هدر می‌رود که این مسئله علاوه بر هزینه‌زا بودن، به علت بالا بودن نسبی دمای آب خنک‌کن برگشتی از کندانسور باعث بروز پاره‌ی‌ی از مشکلات عملیاتی و بهره‌برداری در نیروگاه می‌شود. علاوه بر

بر سطح زمین منابع متنوع و حجم بسیار زیادی آب موجود است ولی بخش اعظم این آب‌ها شور است و فقط ۲٫۵ درصد آن آب شیرین است.^[۱] از سوی دیگر مقدار زیادی از همین منابع آب شیرین به صورت برف و یخ در قطب‌ها و مناطق کوهستانی مستقر است که در عمل غیر قابل استفاده‌اند. بنابراین بسیاری از کشورهای دنیا از مشکل کمبود آب آشامیدنی رنج می‌برند. افزون بر این، با توجه به افزایش جمعیت جهان و بهبود استانداردهای زندگی که با افزایش فعالیت‌های صنعتی و کشاورزی همراه است، میزان مصرف آب شیرین به شدت در حال افزایش است، به نحوی که میزان منابع آب شیرین موجود در رودخانه‌ها و آب‌های زیرزمینی در بسیاری از مناطق دنیا در مرز هشدار قرار گرفته است.^[۲] کشور ایران جزء مناطقی از جهان است که در آستانه‌ی کمبود آب قرار دارند،^[۳] و لذا مصرف بهینه‌ی منابع آب شیرین موجود و استفاده از روش‌های تولید اقتصادی آب شیرین در آن از اهمیت ویژه‌یی برخوردار است.

امروزه آب شیرین مورد نیاز بسیاری از کشورهای دنیا با استفاده از تکنولوژی‌های شیرین‌سازی آب دریا تولید می‌شود؛ به‌طور مثال در برخی کشورهای خاورمیانه نظیر عربستان سعودی، امارات متحده عربی و کویت، تکنولوژی شیرین‌سازی آب دریا

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۸/۶/۱۳۹۳، اصلاحیه ۱۲/۱۲/۱۳۹۳، پذیرش ۲۴/۱۲/۱۳۹۳.

این وارد شدن آب خنک‌کن برگشتی با دمای بالا به دریا یا رودخانه، باعث انتشار آلودگی‌های حرارتی در محیط زیست می‌شود. برای استفاده‌ی بهینه از انرژی حرارتی تلف‌شده در نیروگاه، مطالعات متنوعی روی سیستم‌های نمک‌زدایی صورت گرفته است. محققین بسیاری جنبه‌های مختلف آب شیرین‌کن‌های حرارتی را بررسی کرده و مدل‌های ترمودینامیکی مختلفی را برای مطالعه‌ی تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد این سیستم‌ها توسعه داده‌اند.^[۸-۵] در تمامی این پژوهش‌ها، تحلیل انرژی و آگزروی سیستم حرارتی بدون ملاحظات اقتصادی صورت گرفته است. در مطالعات بعدی^[۱۰،۹] جنبه‌های ترمودینامیکی و اقتصادی آب شیرین‌کن با در نظر گرفتن بویلر بازایافت مولد بخار بررسی شده است. مطالعاتی که تاکنون صورت پذیرفته، معمولاً بر تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی بازایافت حرارت از گازهای خروجی توربین گاز متمرکز بوده است و تاکنون بازایابی حرارت از سیستم آب خنک‌کن نیروگاه مورد بررسی قرار نگرفته است. لذا در این تحقیق بازایافت حرارت و تولید آب شیرین از سیستم آب خنک‌کن یکبارگذر در نیروگاه‌های حاشیه‌ی خلیج فارس با استفاده از یک سیستم آب شیرین‌کن چندمرحله‌ی تبخیر ناگهانی مورد تحلیل ترموآکونومیک قرار گرفته و هزینه‌ی تولید آب شیرین به‌عنوان محصول نهایی مشخص شده است. همچنین اثر این بازایافت حرارتی بر عملکرد سیستم و نیز بر قیمت آب شیرین تولیدی بررسی شده است.

۲. مدل ترمودینامیکی آب شیرین‌کن تبخیر ناگهانی

چندمرحله‌ی

در شکل ۱ یک واحد آب شیرین‌کن تبخیر ناگهانی چندمرحله‌ی با گردش آب شور^۴ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود برای افزایش دما، آب شور ورودی از دریا پس از عبور از لوله‌های کندانسور (پیش‌گرمکن) که در بالای هر مرحله از آب شیرین‌کن قرار دارد به گرمکن آب شور -- که توسط جریان بخار کم‌فشار تغذیه می‌شود -- وارد شده و پس از خروج از آن دمای بیشینه می‌شود. فشار و دمای این آب با ورود به هر مرحله کاهش می‌یابد، و در نتیجه مقداری از آب شور در هر مرحله تبخیر و اصطلاحاً فلش می‌شود. بخار حاصله در هر مرحله توسط لوله‌های کندانسور تقطیر، و جمع‌آوری می‌شود. ارزیابی عملکرد سیستم مستلزم یک مدل ترمودینامیکی است. از این رو از قوانین ترمودینامیکی حاکم (معادلات بقای جرم و انرژی) برای سیستم و اجزای مختلف آن استفاده شده است. اهم فرضیات مدل عبارت است از:^[۱۱]

- عملکرد سیستم به‌صورت پایدار در نظر گرفته می‌شود.
- بخار تولیدی در هر مرحله عاری از نمک است.

- هیچ اتلاف گرمایی از واحد به محیط خارج وجود ندارد.
- با توجه به محدودیت‌های زیست‌محیطی، غلظت پساب شور خروجی کم‌تر از ۷۰۰۰۰ ppm در نظر گرفته می‌شود.
- افت دمای آب شور در هر مرحله برابر است، و چنین محاسبه می‌شود:

$$\Delta T = \frac{(T_{BT} - T_n)}{N} \quad (۱)$$

معادله‌ی موازنه‌ی جرم کلی برای آب شیرین‌کن عبارت است از:^[۱۲]

$$M_f = M_d + M_b \quad (۲)$$

و معادله‌ی موازنه‌ی مقدار نمک برای کل سیستم چنین است:

$$X_f M_f = X_b M_b \quad (۳)$$

با ترکیب معادلات ۲ و ۳ رابطه‌ی برای محاسبه‌ی مقدار آب تغذیه‌ی سیستم براساس مقدار آب شیرین تولیدی و غلظت نمک آب دریا و آب شور تغلیظ شده حاصل می‌شود:

$$M_f = \frac{X_b M_d}{(X_b - X_f)} \quad (۴)$$

مقدار بخار حاصل از تبخیر ناگهانی در هر مرحله، از موازنه‌ی انرژی برای آن مرحله به دست می‌آید. مقدار گرمای نهان مصرف شده برای فرایند تبخیر نیز برابر کاهش گرمای محسوس جریان آب شور در لوله‌های کندانسور آن مرحله است. مقدار آب شیرین تولید شده در هر مرحله از رابطه‌ی ۵ محاسبه می‌شود:^[۱۲]

$$D_q = y M_r (1 - y)^{(q-1)} \quad (۵)$$

که در آن:

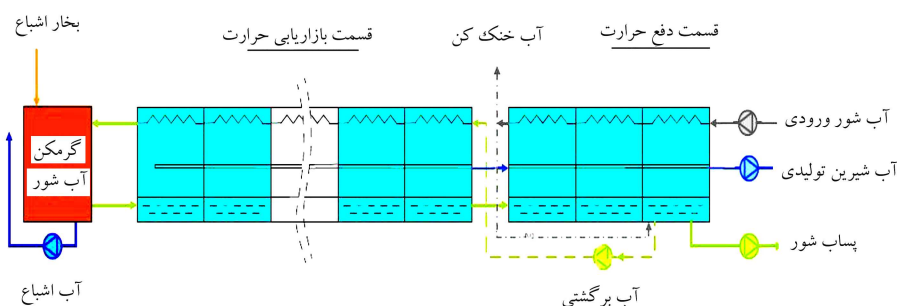
$$y = \frac{c_p \Delta T}{\lambda_{av}} \quad (۶)$$

و λ_{av} گرمای نهان تبخیر در T_{av} (میانگین بیشینه دمای آب شور و دمای مرحله‌ی آخر) است:

$$T_{av} = \frac{(T_{BT} + T_n)}{۲} \quad (۷)$$

از رابطه‌ی ۸ برای محاسبه‌ی کل آب شیرین تولیدی استفاده می‌شود:^[۱۲]

$$M_d = \sum D_q = M_r \left(1 - (1 - y)^N \right) \quad (۸)$$



شکل ۱. آب شیرین‌کن تبخیر ناگهانی چند مرحله‌ی.

با توجه به رابطه ی ۲۰ داریم:

$$BPE = X (B + CX) \times 10^{-2} \quad (20)$$

که در آن:

$$B = (6/71 + 6/34 \times 10^{-1}T + 9/74 \times 10^{-5}T^2) \times 10^{-2}$$

$$C = (22/23 + 9/59 \times 10^{-2}T + 9/42 \times 10^{-5}T^2) \times 10^{-8} \quad (21)$$

B نسبت عملکرد^۷ آب شیرین کن حرارتی، و C سطح حرارتی مخصوص^۸ دو پارامتر مهم برای مقایسه ی عملکرد آب شیرین کن ها با یکدیگر است که چنین محاسبه می شوند:

$$PR = \frac{M_d}{M_s} \quad (22)$$

$$\alpha = \frac{(A_{bh} + \sum_{q=1}^N A_{cq})}{M_d} \quad (23)$$

پارامترهای ورودی در شبیه سازی آب شیرین کن در جدول ۱ ارائه شده است. شایان ذکر است که افزایش دمای آب خنک کن برگشتی ۱۰ درجه سانتی گراد در نظر گرفته می شود، لذا دمای آب شور ورودی به سیستم آب شیرین کن ۳۵ درجه سانتی گراد است.

۳. آگزری جریان های جرمی سیستم

آگزری حداکثر کار قابل حصول از یک سیستم است هنگامی که آن سیستم به تعادل با محیط می رسد. بنابراین به عنوان مبنایی منطقی برای تخصیص هزینه به جریان های (جرم و انرژی) سیستم در نظر گرفته می شود.^[۱۲] آگزری واحد جرم یک جریان چنین محاسبه می شود:^[۱۵]

$$e_f = (h - h^*) - T_0 (s - s^*) + \sum_{i=1}^n w_i (\mu_i^* - \mu_i^0) \quad (24)$$

برای محاسبه ی آگزری آب دریا، آنتالپی مخصوص و آنتروپی مخصوص آب خالص و آب شور در محدوده ی دمایی و غلظتی ارائه شده، براساس روابط ۲۵ تا ۲۸ قابل محاسبه است.^[۱۵] ثابت های مورد استفاده در این روابط در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱. پارامترهای ورودی برای شبیه سازی سیستم آب شیرین کن.

| پارامتر | مقدار |
|--|-------|
| ظرفیت تولید آب شیرین (m ^۳ /day) | ۴۵۰۰۰ |
| دمای مرجع (°C) | ۲۵ |
| دمای آب شور ورودی (°C) | ۳۵ |
| تعداد مراحل دفع حرارت | ۳ |
| غلظت آب شور ورودی (ppm) | ۳۵۰۰۰ |
| غلظت پساب شور خروجی (ppm) | ۷۰۰۰۰ |

با نوشتن معادله ی موازنه ی جرم نمک بر قسمت دفع حرارت می توان غلظت نمک در جریان آب شور برگشتی از مرحله ی آخر را محاسبه کرد:

$$X_r = \frac{(X_f - X_b)M_f + X_bM_r}{M_r} \quad (9)$$

دبی جریان آب شور تغلیظ شده که از هر مرحله خارج می شود از رابطه ی ۱۰ به دست می آید:^[۱۲]

$$B_q = M_r - \sum_{k=1}^q D_k \quad (10)$$

و غلظت نمک در جریان تغلیظ شده خروجی از هر مرحله نیز چنین محاسبه می شود:

$$X_q = \frac{X_r M_r}{B_q} \quad (11)$$

با نوشتن معادله ی موازنه ی انرژی برای کل سیستم آب شیرین کن، رابطه ی ۱۲ برای محاسبه ی دبی آب خنک کن به دست می آید:^[۱۲]

$$M_{cw} = \frac{M_s \lambda_s - M_f c_p (T_n - T_{cw})}{c_p (T_n - T_{cw})} \quad (12)$$

به منظور محاسبه ی مقدار بخار محرک مورد نیاز، با اعمال موازنه ی انرژی برای گرمکن آب شور، رابطه ی ۱۳ به دست می آید:^[۱۲]

$$M_s = \frac{M_r c_p (TBT - t_1)}{\lambda_s} \quad (13)$$

و سطح انتقال حرارت گرمکن آب شور نیز از رابطه ی ۱۴ محاسبه می شود:^[۱۲]

$$A_{bh} = \frac{M_s \lambda_s}{(U_{bh} (LMTD_{bh}))} \quad (14)$$

برای محاسبه ی سطح انتقال حرارت کندانسورهای قسمت بازیابی حرارت از رابطه ی ۱۵ استفاده می شود:^[۱۲]

$$A_{cq} = \frac{M_r c_p (T_{cq} - T_{c(q+1)})}{U_{cq} (LMTD_{cq})} \quad (15)$$

همچنین برای محاسبه ی میزان دفع حرارت خواهیم داشت:

$$A_{cq} = \frac{(M_f + M_{cw})c_p (T_{cq} - T_{c(q+1)})}{(U_{cq} (LMTD_{cq}))} \quad (16)$$

اختلاف دمای انتهایی^۵ یک پارامتر مهم ترمودینامیکی در تعیین قیمت خرید مبدل های حرارتی محسوب می شود.^[۱۳] اختلاف دمای انتهایی در گرمکن آب شور مطابق رابطه ی ۱۷ تعریف می شود که بر این اساس برابر است با اختلاف دمای بخار محرک با بیشینه حرارت آب شور:

$$TTD_{bh} = T_s - TBT \quad (17)$$

همچنین اختلاف دمای انتهایی در کندانسور هر مرحله برابر است با اختلاف دمای چگالش مرحله و دمای خروجی از کندانسور آن مرحله:

$$TTD_c = T_{v_q} - t_1 \quad (18)$$

دمای بخار تشکیل شده در هر مرحله به میزان BPE^۶ از دمای جوش در آن مرحله است.

$$T_{v_q} = T_q - BPE_q \quad (19)$$

جدول ۲. ثابت‌های مورد استفاده در محاسبه‌ی آنتالپی و آنتروپی آب دریا.

| آنتالپی | آنتروپی |
|------------------------------|---------------------------------|
| $b_1 = -2/348 \times 10^4$ | $c_1 = -4/231 \times 10^2$ |
| $b_2 = 3/152 \times 10^5$ | $c_2 = 1/463 \times 10^4$ |
| $b_3 = 2/803 \times 10^6$ | $c_3 = -9/88 \times 10^4$ |
| $b_4 = -1/446 \times 10^7$ | $c_4 = 3/095 \times 10^5$ |
| $b_5 = 7/826 \times 10^8$ | $c_5 = 2/562 \times 10^1$ |
| $b_6 = -4/417 \times 10^1$ | $c_6 = -1/443 \times 10^{-1}$ |
| $b_7 = 2/139 \times 10^{-1}$ | $c_7 = 5/879 \times 10^{-4}$ |
| $b_8 = -1/991 \times 10^2$ | $c_8 = -6/111 \times 10^1$ |
| $b_9 = 2/778 \times 10^4$ | $c_9 = 8/041 \times 10^1$ |
| $b_{10} = 9/728 \times 10^1$ | $c_{10} = 3/035 \times 10^{-1}$ |

۴. تحلیل اقتصادی

مدل اقتصادی مورد استفاده در این پژوهش مبتنی بر روش نیازمندی درآمد کل^۹ است. در این روش تمام هزینه‌های مرتبط با پروژه محاسبه، و یک حد کمینه برای بازگشت سرمایه‌ی مورد نیاز در نظر گرفته می‌شود. نیازمندی درآمد کل سالیانه برای یک سیستم عبارت است از مقدار درآمدی که باید در آن سال از طریق فروش محصولات سیستم کسب شود به گونه‌ی که تمام هزینه‌های سیستم طی آن سال را جبران کند و عملکرد مقرون به صرفه‌ی برای سیستم فراهم آورد. براساس برآورد سرمایه‌گذاری کل و مفروضات اقتصادی، عملیاتی و پارامترهای ورودی بازار، نیازمندی درآمد کل به صورت سالیانه محاسبه، و سپس هم سطح و به مقادیر ثابتی در هر سال تبدیل می‌شود.

هزینه‌های یک سیستم انرژی عبارت است از: هزینه‌ی سرمایه‌گذاری، هزینه‌ی سوخت، و هزینه‌ی تعمیرات و نگهداری. این هزینه‌ها به طور قابل توجهی با طول عمر اقتصادی سیستم تغییر می‌کند، لذا هزینه‌های سالیانه‌ی هم سطح^{۱۰} در ارزیابی و بهینه‌سازی به کار می‌رود.^[۱۴] نیازمندی درآمد کل هم سطح از رابطه‌ی ۳۳ قابل محاسبه است:^[۱۴]

$$TRR_L = CRF \sum_{i=1}^{BL} \frac{TRR_j}{(\lambda + i_{eff})^i} \quad (33)$$

همچنین نیازمندی درآمد کل در هر سال از عمر اقتصادی سیستم مطابق رابطه‌ی ۳۴ محاسبه می‌شود:^[۱۴]

$$TRR_{j,MSF} = (TCR_j + ROI_{j,ce} + ROI_{j,ps} + ROI_{j,de} + ITX_j + OTXI_j + FC_j + OMC_j) \quad (34)$$

ضریب بازگشت سرمایه نیز مطابق رابطه‌ی ۳۵ قابل محاسبه است:^[۱۴]

$$CRF = \frac{i_{eff}(\lambda + i_{eff})^n}{(\lambda + i_{eff})^n - \lambda} \quad (35)$$

هزینه‌ی هم سطح سوخت نیز از ضرب هزینه‌ی سوخت سیستم در ابتدای سال اول کارکرد سیستم، در یک مقدار ثابت محاسبه می‌شود:^[۱۴]

$$FC_L = FC \cdot \frac{K_{FC}(\lambda - K_{FC}^n)}{(\lambda - K_{FC})} CRF \quad (36)$$

و هزینه‌ی هم سطح تعمیرات و نگهداری نیز از ضرب هزینه‌ی تعمیرات و نگهداری سیستم در ابتدای سال اول، در یک مقدار ثابت محاسبه می‌شود:^[۱۴]

$$OMC_L = OMC \cdot \frac{K_{OMC}(\lambda - K_{OMC}^n)}{(\lambda - K_{OMC})} CRF \quad (37)$$

و در نهایت، با توجه به این که هزینه‌های هم سطح شده‌ی مربوط به سوخت، تعمیرات و نگهداری محاسبه شده‌اند، رابطه‌ی ۳۸ برای محاسبه‌ی مقدار هزینه‌ی سرمایه‌گذاری هم سطح^{۱۱} کاربرد دارد:^[۱۴]

$$CC_{L,MSF} = (TRR_L - FC_L - OMC_L)_{MSF} \quad (38)$$

هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری سیستم بین کل اجزای سیستم، بسته به نسبت هزینه‌ی خرید آن جزء به هزینه‌ی خرید کل اجزای مختلف سیستم تقسیم

$$(0 \leq w_s \leq 0.12 \text{ Kg/Kg}, \quad 10 \leq T \leq 120^\circ \text{C})$$

$$h_w = 141/33 + 4202/0.7T - 0.535T^2 + 0.004T^3 \quad (25)$$

$$h_{sw} = h_w - w_s(b_1 + b_2w_s + b_3w_s^2 + b_4w_s^3 + b_5T + b_6T^2 + b_7T^3 + b_8w_sT + b_9w_s^2T + b_{10}w_sT^2) \quad (26)$$

$$s_w = 0.154 + 15/38T - 2/99 \times 10^{-2}T^2 + 8/19 \times 10^{-5}T^3 - 1/37 \times 10^{-7}T^4 \quad (27)$$

$$s_{sw} = s_w - w_s(c_1 + c_2w_s + c_3w_s^2 + c_4w_s^3 + c_5T + c_6T^2 + c_7T^3 + c_8w_sT + c_9w_s^2T + c_{10}w_sT^2) \quad (28)$$

پتانسیل شیمیایی آب و نمک موجود در آب دریا با دیفرانسیل گرفتن از تابع انرژی گیبس نسبت به جرم هر جزء قابل محاسبه است:

$$\mu_w = \frac{\partial G_{sw}}{\partial m_w} = g_{sw} - w_s \frac{\partial g_{sw}}{\partial w_s} \quad (29)$$

$$\mu_{sa} = \frac{\partial G_{sw}}{\partial m_s} = g_{sw} + (\lambda - w_s) \frac{\partial g_{sw}}{\partial w_s} \quad (30)$$

g_{sw} تابع انرژی گیبس مخصوص آب دریاست که مطابق رابطه‌ی ۳۱ تعریف می‌شود:^[۱۵]

$$g_{sw} = h_{sw} - (T + 273/15) s_{sw} \quad (31)$$

یکی از مهم‌ترین معیارهای عملکرد ترمودینامیکی سیستم راندمان آگزرژی آن سیستم است. برای تعریف راندمان آگزرژی می‌بایست دو مفهوم سوخت و محصول سیستم مشخص شود. محصول نمایانگر نتیجه‌ی مورد نظر از به‌کارگیری سیستم است و لذا تعریف محصول باید متناظر و منطبق با هدف خرید و به‌کارگیری سیستم باشد. منظور از سوخت منابعی است که برای تولید محصولات سیستم هزینه می‌شود، و لزوماً معنای متداول آن مد نظر نیست. راندمان آگزرژی یک جزء در سیستم به صورت نسبت آگزرژی محصول به آگزرژی سوخت آن جزء تعریف می‌شود:^[۱۶]

$$\varepsilon_k = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}} \quad (32)$$

در واقع در هر سیستم راندمان آگزرژی درصدی از آگزرژی سوخت است که به آگزرژی محصول تبدیل می‌شود.

جدول ۳. توابع هزینه بر حسب پارامترهای ترمودینامیکی. [۱۷]

| تابع هزینه سرمایه‌گذاری | جز سیستم |
|---|------------------------|
| $Z_{bh} = ۴۳۰ \times ۰/۳۶۷ \times \dot{Q}_{bh} \times TTD_{bh}^{-۰/۷} \times \Delta P_t^{-۰/۰۸} \times \Delta P_{sh}^{-۰/۰۴}$ | گرمکن آب شور |
| $Z_{hr/hj} = ۴۳۰ \times ۱/۶ \times \dot{Q}_{hr/hj} \times \Delta T_n^{-۰/۷۵} \times TTD_c^{-۰/۰۵} \times \Delta P_t^{-۰/۰۱}$ | تسمت بازیافت/دفع حرارت |
| $Z_{Pump} = ۷۰۵/۴۸ \times \dot{W}_{pump}^{۰/۷۱} \left(۱ + \frac{۰/۲}{۱ - \eta_{pump}} \right)$ | پمپ |

با در نظر گرفتن آگرژی سوخت و محصول برای هر جزء از سیستم، معادله‌ی ۴۱ به معادله‌ی ۴۲ قابل تغییر است: [۱۴]

$$c_F \dot{E}_F + \dot{Z}_k = c_P \dot{E}_P \quad (۴۲)$$

هنگام استفاده از معادلات بالانس هزینه، معمولاً بیش از یک جریان ورودی یا خروجی برای برخی از اجزای سیستم وجود دارد. در این گونه موارد چنانچه تعداد مجهولات بیش از تعداد معادلات بالانس هزینه برای هر جزء باشد، از معادلات کمکی (سوخت و محصول) برای حل مسئله استفاده می‌شود.

معادله‌ی کمکی سوخت چنین تعریف می‌شود: هزینه‌ی کلی مربوط به برداشت آگرژی یک جریان در یک جز، باید برابر هزینه‌ی بی باشد که برای تأمین میزان آگرژی برداشت شده در اجزای بالادست همان جریان شده است. اختلاف آگرژی این جریان در ورودی و خروجی برای تعریف سوخت این جزء استفاده می‌شود. معادله‌ی کمکی محصول هم بدین صورت بیان می‌شود که هر واحد آگرژی برای هر جریان مربوط به محصول یک جزء، تحت هزینه‌ی متوسط یکسان تأمین می‌شود. [۱۴] در شکل ۲ الگوریتم مراحل مختلف محاسباتی این کار پژوهشی، براساس معادلات ترمودینامیکی، اقتصادی و ترموآکونومیکی نشان داده شده است.

۶. بهینه‌سازی

۱.۶. تعریف توابع هدف

در مطالعه‌ی حاضر، راندمان آگرژی و تابع هزینه‌ی آب شیرین تولیدی به‌عنوان توابع هدف در بهینه‌سازی دوهدفه مورد استفاده قرار گرفته است.

۱.۱.۶. راندمان آگرژی (تابع هدف ۱)

راندمان آگرژی پارامتری مناسب برای بررسی عملکرد و طراحی بهینه‌ی یک سیستم حرارتی است که به‌وضوح عملکرد یک سیستم را از نقطه نظر ترمودینامیکی توصیف می‌کند، [۱۴] و لذا به‌عنوان یکی از توابع هدف در بهینه‌سازی سیستم در نظر گرفته شده است:

$$\eta = \frac{(\dot{E}_{rej} + \dot{E}_{dist} + \dot{E}_{cw} - \dot{E}_{sw})}{(\dot{E}_{st} - \dot{E}_{con}) + \dot{W}_{pumps}} \quad (۴۳)$$

۲.۱.۶. تابع هزینه‌ی آب شیرین تولیدی (تابع هدف ۲)

کمینه‌سازی هزینه‌ی تولید محصول یک سیستم حرارتی همواره به‌لحاظ اقتصادی دارای اهمیت است. بنابراین تابع هزینه‌ی آب شیرین تولیدی نیز به‌عنوان هزینه‌ی محصول، یکی دیگر از توابع هدف در نظر گرفته شده است.

$$\dot{C}_P = \dot{C}_F + \dot{Z}_k \quad (۴۴)$$

جدول ۴. پارامترها و داده‌های اقتصادی مورد استفاده در تحلیل سیستم.

| مقدار | نام متغیر |
|--------|---|
| ۰/۸۵ | ضریب کارکرد سیستم |
| ۲۰ | عمر اقتصادی سیستم (سال) |
| ۱۲ | نرخ بهره (درصد) |
| ۵ | نرخ تورم (درصد) |
| ۵ | نرخ افزایش هزینه‌های تعمیرات و نگهداری (درصد) |
| ۲۳/۷ | قیمت بخار (دلار بر گیگاژول) [۹] |
| ۰/۰۳۷ | قیمت الکتروسیته (دلار بر کیلووات ساعت) [۹] |
| ۱۷۱۰/۴ | ضریب نلسون و فرار سال ۲۰۰۳ |
| ۲۴۳۵/۶ | ضریب نلسون و فرار سال ۲۰۱۱ |
| ۲۰۱۱ | سال شروع به ساخت سیستم |
| ۲۰۱۳ | سال پایان ساخت سیستم |

می‌شود و نرخ هزینه متناسب با آن جزء محاسبه می‌شود: [۱۴]

$$Z_k^{CI} = \frac{CCL}{\tau} \frac{PEC_k}{\sum_k PEC_k}$$

$$Z_k^{OM} = \frac{OML}{\tau} \frac{PEC_k}{\sum_k PEC_k}$$

$$Z_k = Z_k^{CI} + Z_k^{OM} \quad (۳۹)$$

در جدول ۳ توابع هزینه برحسب پارامترهای ترمودینامیکی برای اجزای سیستم ارائه شده است که با استفاده از رابطه‌ی ۴۰ هزینه‌ها به‌روزمی‌شود:

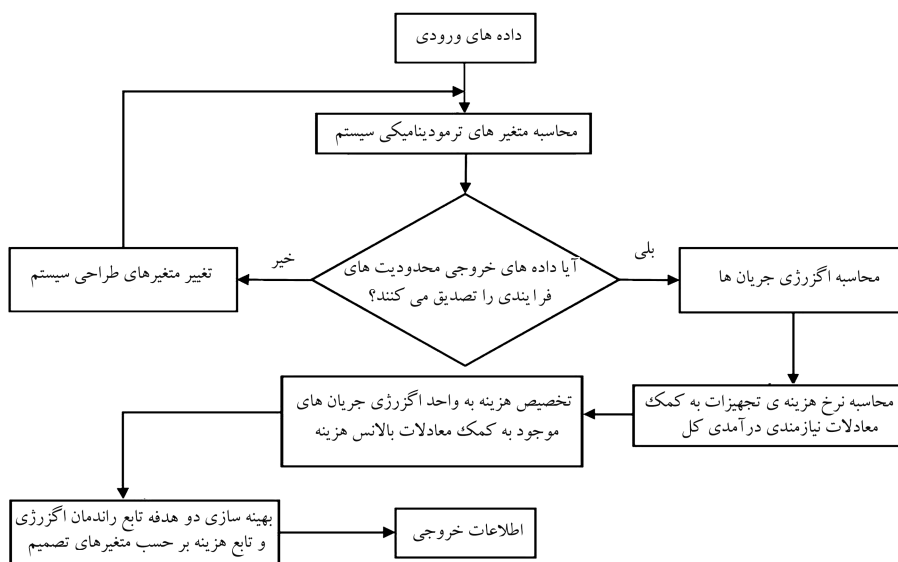
$$\text{Cost}_{ry} = \text{Cost}_{oy} \times \left(\frac{CI_{ry}}{CI_{oy}} \right) \quad (۴۰)$$

همچنین پارامترها و داده‌های اقتصادی مورد استفاده در تحلیل سیستم و مقادیر هر یک در جدول ۴ ارائه شده است.

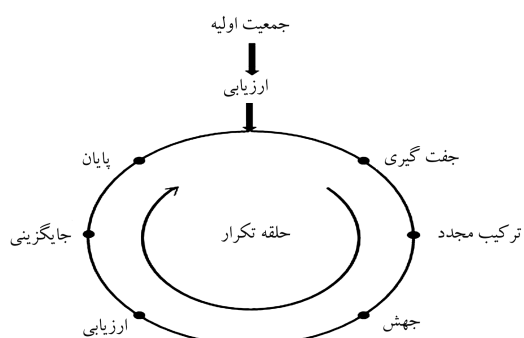
۵. تحلیل ترموآکونومیک

در تحلیل ترموآکونومیک آگرژی مبنایی برای تخصیص هزینه‌هاست. نرخ هزینه برای هر جریان از حاصل ضرب نرخ آگرژی جریان مورد بررسی در هزینه‌ی متناسب با واحد آگرژی آن جریان حاصل می‌شود. با محاسبه‌ی نرخ هزینه‌ی مربوط به جریان‌ها می‌توان معادلات بالانس هزینه را برای هر جزء سیستم مورد مطالعه نوشت: [۱۴]

$$\sum_{j=1}^n (c_j \dot{E}_j)_{k,in} + \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} = \sum_{j=1}^m (c_j \dot{E}_j)_{k,out} \quad (۴۱)$$



شکل ۲. فلوچارت حل مسئله.



شکل ۳. روند کلی حل مسئله به کمک الگوریتم ژنتیک.^[۱۸]

برای حل مسائل بهینه‌سازی، روش‌های گرادان^{۱۲} از جمله روش‌های عددی بسیار دقیق‌اند اما احتمال به دام افتادن در نقاط بهینه‌ی موضعی با توجه به حدس اولیه در این روش‌ها وجود دارد. بنابراین کسب نتیجه‌ی مطلوب در این روش‌ها مستلزم یک حدس اولیه‌ی دقیق است. روش‌های بهینه‌سازی تصادفی^{۱۳} مانند الگوریتم ژنتیک^{۱۴} و ازدحام ذرات^{۱۵} روش‌های مناسب‌تری برای دست‌یابی به نقطه‌ی بهینه‌اند. در این روش‌های جست‌وجوی قوی برخلاف دیگر روش‌ها، مسائلی نظیر «ناپوستگی دامنه» مشکلی در یافتن پاسخ بهینه ایجاد نمی‌کند. الگوریتم ژنتیک یک روش بهینه‌سازی بر مبنای جمعیت است که بر پایه‌ی مفاهیمی نظیر انتخاب جامع، ژنتیک و تکامل به جست‌وجوی پاسخ بهینه می‌پردازد.^[۱۸] در شکل ۳ روند کلی یافتن پاسخ بهینه توسط الگوریتم ژنتیک نشان داده شده است.

۷. نتایج و بحث

۱.۷. صحت‌سنجی مدل

برای تأیید مدل به کار رفته در شبیه‌سازی سیستم آب شیرین‌کن، متغیرهای اصلی عملکرد سیستم (شامل نسبت عملکرد، سطح حرارتی مخصوص و دبی آب خنک‌کن) حاصل از مدل‌سازی سیستم و مطالعات پیشین^[۲۰] با یکدیگر مقایسه می‌شوند.

۲.۶. متغیرهای تصمیم و قیود

در طراحی و بهینه‌سازی یک سیستم انرژی دو نوع متغیر مستقل وجود دارد: ۱. متغیرهای تصمیم؛ ۲. پارامترها. در فرایند بهینه‌سازی مقدار متغیرهای تصمیم تغییر می‌کند ولی پارامترها ثابت باقی می‌مانند. متغیرهای دیگر، متغیرهای وابسته هستند که مقدار آن‌ها با توجه به مقدار متغیرهای مستقل تعیین می‌شود.

تعداد مراحل آب شیرین‌کن (N)، بیشینه درجه حرارت آب شور (TBT)، دمای آب شور در مرحله‌ی آخر (T_n)، اختلاف دمای انتهایی در گرم‌کن آب شور (TTD_h)، اختلاف دمای انتهایی در کندانسور (TTD_c) متغیرهای تصمیم در بهینه‌سازی سیستم آب شیرین‌کن هستند که قیود مربوط به هر یک عبارت است از:

$$24 \leq N \leq 37 \quad (45)$$

$$90 \leq TBT \leq 110 \quad (46)$$

$$40 \leq T_n \leq 50 \quad (47)$$

$$10 \leq TTD_h \leq 15 \quad (48)$$

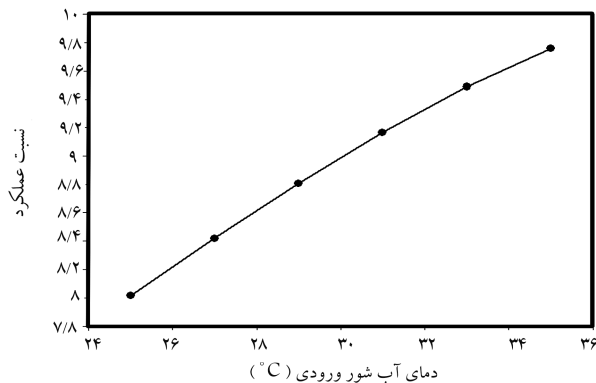
$$3 \leq TTD_c \leq 7 \quad (49)$$

۳.۶. روش بهینه‌سازی

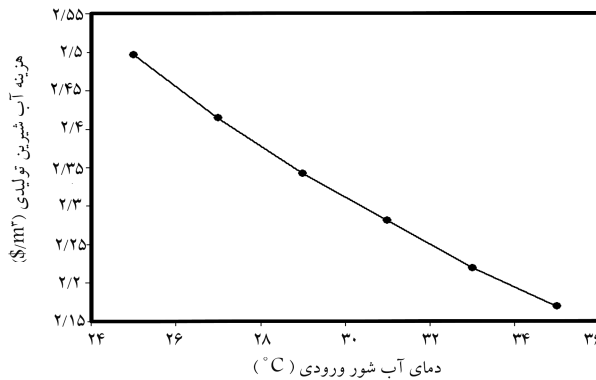
در بیشتر مسائل مهندسی با اهداف مختلفی روبه‌رو هستیم که باید به‌طور هم‌زمان بهینه شوند. معمولاً این اهداف در نقطه‌ی مقابل یکدیگر قرار دارند، به‌طوری‌که با افزایش یکی دیگری کاهش می‌یابد و بالعکس. در این نوع مسائل، نتایج حاصل از بهینه‌سازی به‌صورت مجموعه‌ی از جواب تحت عنوان جبهه‌ی پرتو ارائه می‌شود که به کمک آن انعطاف‌پذیری بیشتری برای انتخاب مناسب حاصل می‌شود. برای بهینه‌سازی چندهدفه و دست‌یابی به پاسخ بهینه روش‌های عددی بسیاری وجود دارد. الگوریتم‌های تکاملی به‌طور طبیعی برای این نوع از مسائل مناسب است و کاربرد گسترده‌ی دارد. در پژوهش حاضر از روش بهینه‌سازی چندهدفه‌ی الگوریتم ژنتیک برای دست‌یابی به پاسخ بهینه استفاده شده است.

جدول ۶. مقادیر متغیرهای تصمیم در بهینه‌سازی سیستم.

| متغیرهای تصمیم | واحد | بهینه‌سازی | |
|----------------|-------------|-----------------------|--|
| | | اگرزرتیک (تابع هدف ۱) | اقتصادی (تابع هدف ۲) (توابع هدف ۱ و ۲) |
| N | - | ۲۷ | ۲۹ |
| TBT | $^{\circ}C$ | ۹۰ | ۱۰۳٫۹۲ |
| T_n | $^{\circ}C$ | ۵۰ | ۴۹٫۸۳ |
| TTD_h | $^{\circ}C$ | ۱۰٫۲۲ | ۱۰٫۵۱ |
| TTD_c | $^{\circ}C$ | ۳٫۴۸ | ۳٫۱۲ |



شکل ۵. تأثیر دمای آب شور ورودی بر نسبت عملکرد.



شکل ۶. تأثیر دمای آب شور ورودی بر هزینه‌ی آب شیرین تولیدی.

۲٫۴۹ دلار است و بعد از جایگزینی آب خنک‌کن برگشتی به جای آب ورودی از دریا به‌عنوان خوراک آب شیرین‌کن این مقدار به ۲٫۱۷ دلار به‌ازای هر متر مکعب آب شیرین تولیدی کاهش می‌یابد. لذا هزینه‌ی هر مترمکعب آب شیرین تولیدی به‌واسطه‌ی این باز یافت در حدود ۱۳ درصد کاهش می‌یابد.

۸. تحلیل حساسیت

هدف از تحلیل حساسیت، بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم است که به‌کمک آن اصلاحات لازم در مدل‌سازی سیستم ممکن می‌شود. تعداد مراحل و بیشینه درجه حرارت آب شور دو متغیر مهم در طراحی سیستم آب

چنان که در جدول ۵ مشاهده می‌شود، تفاوت موجود کم‌تر از ۲٪ است که این امر صحت مدل به کار رفته را تأیید می‌کند.

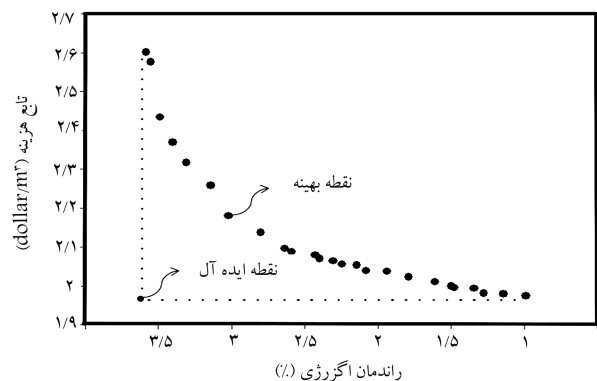
با اعمال روش بهینه‌سازی دوهدفه جبهه‌ی پرتو بهینه ایجاد شد (شکل ۴). تقابل و تضاد بین توابع هدف که پیش‌تر بدان اشاره شد به‌خوبی در شکل ۴ قابل مشاهده است. تمام نقاط روی جبهه‌ی پرتو، نشان‌گر یک حالت بهینه‌ی نسبی از سیستم مورد نظر هستند. چنان که مشاهده می‌شود، نقطه‌ی ایده‌آل برای سیستم جایی است که راندمان اگرزرتی بیشینه و تابع هزینه کمینه شود. ولی این نقطه قابل دست‌یابی نیست و به‌همین دلیل نقطه‌ی پرتو که کم‌ترین فاصله را تا این نقطه دارد به‌عنوان پاسخ بهینه انتخاب می‌شود.

در جدول ۶ مقادیر متغیرهای تصمیم در بهینه‌سازی یک‌هدفه و دوهدفه‌ی سیستم ثبت شده است؛ نتایج حاصل از بهینه‌سازی سیستم نیز (هزینه‌های سیستم، پارامترهای عملکردی و هزینه‌ی آب شیرین تولیدی) در جدول ۷ ارائه شده است. دمای آب شور ورودی به آب شیرین‌کن بر میزان بخار محرک مصرفی تأثیرگذار است به‌طوری که افزایش دمای آب شور ورودی موجب کاهش میزان بخار مصرفی می‌شود. این امر بدان علت رخ می‌دهد که افزایش دمای آب شور ورودی به آب شیرین‌کن باعث افزایش دمای آب شور بازگشتی از مرحله‌ی آخر، و در نهایت باعث افزایش دمای آب شور ورودی به گرم‌کن آب شور می‌شود. در شکل ۵ تغییرات نسبت عملکرد سیستم برحسب تغییرات دمای آب شور ورودی نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود با افزایش دمای آب شور ورودی و با توجه به کاهش مصرف بخار، نسبت عملکرد سیستم افزایش می‌یابد که این امر بیان‌گر بهبود در عملکرد سیستم مورد نظر است.

کاهش میزان مصرف بخار و هزینه‌های مربوط به آن باعث کاهش هزینه‌ی تولید آب شیرین می‌شود. در شکل ۶ تغییرات هزینه‌ی هر متر مکعب آب شیرین تولیدی براساس تغییرات دمای آب شور ورودی به آب شیرین‌کن نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که هزینه‌ی هر مترمکعب آب شیرین تولیدی در حالتی که آب شور ورودی با دمای ۲۵ درجه‌ساتی‌گراد وارد سیستم آب شیرین‌کن شود برابر

جدول ۵. مقایسه‌ی مقادیر پارامترهای عملکرد سیستم حاصل از مدل‌سازی سیستم با مقادیر گزارش شده در مرجع [۲۰].

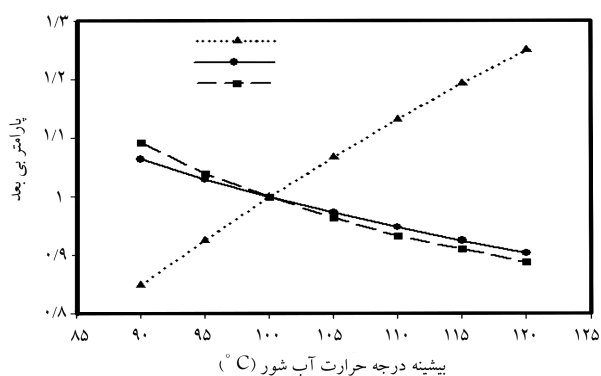
| پارامتر | واحد | مدل‌سازی | گزارش شده | اختلاف (%) |
|----------------|--------------|----------|-----------|------------|
| PR | - | ۶٫۶۵ | ۶٫۷۱ | ۰٫۸۹ |
| α | $m^2/(kg/s)$ | ۳۱۱٫۲۹ | ۳۰۶٫۲ | ۱٫۶۶ |
| \dot{m}_{ew} | kg/s | ۵٫۵۹ | ۵٫۵۵ | ۰٫۷۲ |



شکل ۴. جبهه‌ی پرتو در بهینه‌سازی.

جدول ۷. نتایج حاصل از بهینه‌سازی یک هدفه و دو هدفه‌ی سیستم.

| بهینه‌سازی | | | واحد | پارامتر |
|------------|----------------------|-----------------------|------------------------|---|
| دو هدفه | اقتصادی (تابع هدف ۲) | آگزروتیک (تابع هدف ۱) | | |
| ۱۲,۳۹۹ | ۱۱,۸۴۶ | ۱۴,۲۸۶ | T\$ | هزینه‌ی خرید تجهیزات (PEC) (سال ۲۰۱۱) |
| ۱۱۴ | ۱۰۹ | ۱۳۲ | T\$ | هزینه‌ی تعمیر و نگهداری هم‌سطح شده (OMCL) |
| ۹,۳۴۹ | ۸,۷۰۱ | ۱۰,۶۶۲ | T\$ | هزینه‌ی سرمایه‌گذاری هم‌سطح شده (CCL) |
| ۹,۴۶۳ | ۸,۸۱۰ | ۱۰,۷۹۴ | T\$ | نیازمندی درآمدی کل هم‌سطح شده (TRRL) |
| ۵۱,۵۸۰ | ۴۹,۲۸۰ | ۵۹,۴۳۰ | T\$ | کل هزینه‌ی سرمایه‌گذاری (TCI) (سال ۲۰۱۱) |
| ۹,۷۶ | ۷,۸۵ | ۱۰,۰۴ | - | نسبت عملکرد (PR) |
| ۲۹۲,۵۷ | ۲۸۵,۱۸ | ۲۹۶,۸۲ | m ^۲ /(kg/s) | سطح حرارتی مخصوص (α) |
| ۳,۰۶ | ۰,۹۷ | ۳,۵۸ | - | راندمان آگزروی |
| ۲,۱۷ | ۱,۹۵ | ۲,۶۲ | \$/m ^۲ | هزینه‌ی آب شیرین تولیدی |

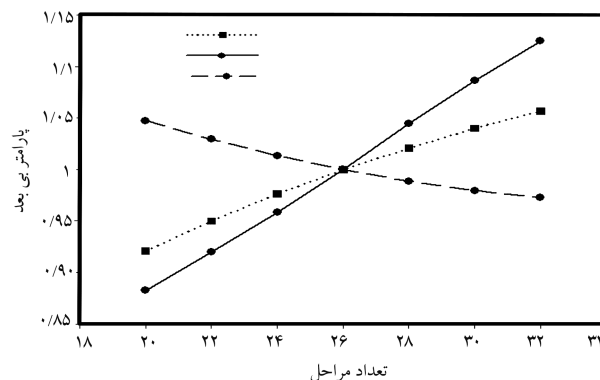


شکل ۸. تأثیر تعداد مراحل بر مقادیر بی‌بعد نسبت عملکرد، سطح حرارتی ویژه و هزینه‌ی آب شیرین تولیدی.

و سطح حرارتی مخصوص کاهش می‌یابد. افزایش بیشینه دمای آب شور باعث می‌شود که تبخیر در بازه‌ی دمایی بیشتری صورت گیرد؛ به عبارت دیگر افت دما و به دنبال آن میزان بخار تولید شده در هر مرحله افزایش یافته و در نتیجه نسبت عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. با افزایش بیشینه دمای آب شور، اختلاف دما بین جریان‌های سرد و گرم در هر مرحله افزایش و در نتیجه سطح مورد نیاز برای یک انتقال حرارت مشخص کاهش می‌یابد. همچنین به علت کاهش در سطح انتقال حرارت مورد نیاز، هزینه‌ی آب شیرین تولیدی نیز کاهش می‌یابد.

۹. نتیجه‌گیری

آب برگشتی از سیستم خنک‌کن یکبارگذر مجاور دریاها یکی از مهم‌ترین منابع اتلاف حرارت در نیروگاه‌های حرارتی به شمار می‌رود. از سوی دیگر، بازگشت این آب با دمای بالا به دریا موجب بروز و انتشار آلودگی‌های حرارتی می‌شود. با توجه به این که کشور ایران در منطقه‌ی گرم و خشک قرار گرفته و مناطق جنوبی آن با معضل کم‌آبی جدی مواجه است، در این پژوهش بازیافت هرچه بهتر انرژی از



شکل ۷. تأثیر تعداد مراحل بر مقادیر بی‌بعد نسبت عملکرد، سطح حرارتی ویژه و هزینه‌ی آب شیرین تولیدی.

شیرین‌کن هستند. [۹] در شکل ۷ تغییرات نسبت عملکرد، سطح حرارتی مخصوص و هزینه‌ی آب شیرین تولیدی برحسب تغییرات مراحل آب شیرین‌کن نشان داده شده است. برای سهولت در تحلیل داده‌ها از مقادیر بی‌بعد نسبت استفاده شده است. چنان که مشاهده می‌شود با افزایش تعداد مراحل آب شیرین‌کن به دلیل افزایش سطح حرارتی کندانسور و در نتیجه انتقال حرارت موثرتر، مقدار نسبت عملکرد افزایش می‌یابد. با افزایش تعداد مراحل آب شیرین‌کن نیز قیمت آب شیرین تولیدی کاهش می‌یابد؛ زیرا افزایش تعداد مراحل به افزایش هزینه‌های سرمایه‌گذاری سیستم منجر می‌شود و در نتیجه میزان مصرف بخار و هزینه‌های مربوط به آن کاهش می‌یابد. ولی از آنجا که میزان کاهش هزینه‌ی مربوط به کاهش مصرف بخار از افزایش هزینه‌ی سرمایه‌گذاری (به‌ازای تولید یک واحد آب شیرین) بیشتر است، هزینه‌ی آب شیرین تولیدی به‌ازای افزایش مراحل کاهش می‌یابد.

در شکل ۸ تغییرات نسبت عملکرد، سطح حرارتی مخصوص و هزینه‌ی آب شیرین تولیدی برحسب بیشینه دمای آب شور نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود با افزایش بیشینه دمای آب شور نسبت عملکرد سیستم افزایش

T : دما ($^{\circ}\text{C}$)؛
 TBT : بالاترین دمای آب شور ($^{\circ}\text{C}$)؛
 TCR : سرمایه‌ی باز یافتنی سالیانه؛
 TRR : نیازمندی درآمدی کل؛
 TTD : اختلاف دمای انتهایی ($^{\circ}\text{C}$)؛
 U : ضریب انتقال حرارت ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$)؛
 \dot{W} : توان مصرفی (KW)؛
 w : نسبت جرمی (Kg/Kg)؛
 X : غلظت (ppm)؛
 y : پارامتر بی بعد.

علائم یونانی

λ : گرمای نهان تبخیر (J/Kg)؛
 α : سطح حرارتی مخصوص ($\text{m}^2/(\text{kg}/\text{s})$)؛
 ε : راندمان آگزری؛
 τ : زمان عملکرد سیستم در بار کامل (s)؛
 μ : پتانسیل شیمیایی (J/Kg).

بالانویس‌ها

*: تعادل محدود؛
 $^{\circ}$: تعادل مرده؛
 CI : سرمایه‌گذاری؛
 OM : تعمیر و نگهداری.

زیرنویس‌ها

\circ : شرایط محیط؛
 av : مقدار متوسط؛
 b : پساب شور خروجی؛
 bh : گرمکن آب شور؛
 c : کندانسور؛
 ce : سهام متعارفی؛
 cw : آب خنک‌کن؛
 d : بخار تقطیر شده؛
 de : وام؛
 f : آب شور ورودی؛
 F : سوخت؛
 hz : دفع حرارت؛
 hr : بازیابی حرارت؛
 j : شماره سال؛
 L : هم سطح شده؛
 MSF : آب شیرین‌کن تبخیر ناگهانی چند مرحله‌یی؛
 n : مرحله‌ی آخر؛
 oy : سال مبدأ؛
 P : محصول؛

سیستم‌های خنک‌کن یکبارگذر نیروگاهی مجاور خلیج فارس و دریای عمان، و نیز تولید آب شیرین با کیفیت بالا توسط آب شیرین‌کن‌های تبخیر ناگهانی چند مرحله‌یی مورد بررسی قرار گرفت. براساس نتایج به دست آمده از تحلیل‌های صورت گرفته در این پژوهش، با استفاده از حرارت اتلافی آب برگشتی سیستم خنک‌کن یکبارگذر نیروگاه‌های مجاور دریا می‌توان به میزان قابل ملاحظه‌یی (تقریباً ۱۳ درصد) هزینه‌ی تمام شده‌ی هر مترمکعب آب شیرین تولیدی توسط آب شیرین‌کن تبخیر ناگهانی چند مرحله‌یی را کاهش داد. بنابراین می‌توان از این سیستم باز یافت به عنوان یک روش اقتصادی مقدار قابل ملاحظه‌یی آب شیرین تولید کرد و با برنامه‌ریزی‌های مناسب برای سال‌های آتی که قیمت سوخت افزایش چشم‌گیری خواهد داشت، از آن به عنوان یک طرح موجه به صورت گسترده در مناطق ساحلی جنوب کشور استفاده کرد.

فهرست علائم

A : سطح انتقال حرارت (m^2)؛
 B : دبی آب شور خروجی از هر مرحله (Kg/s)؛
 BL : طول عمر سیستم؛
 BPE : اختلاف دمای جوش و دمای بخار تشکیل شده ($^{\circ}\text{C}$)؛
 c : هزینه‌ی واحد آگزری ($\$/\text{J}$)؛
 c_p : ظرفیت گرمایی ویژه ($\text{J}/\text{Kg}^{\circ}\text{C}$)؛
 CC : هزینه‌ی سرمایه‌گذاری ($\$$)؛
 CRF : ضریب باز یافت سرمایه؛
 D : آب شیرین تولید شده (Kg/s)؛
 E : آگزری (J)؛
 e : آگزری مخصوص جریان (J/Kg)؛
 FC : هزینه‌ی سوخت ($\$$)؛
 G : انرژی گیبس (J)؛
 g : انرژی گیبس مخصوص (J/Kg)؛
 h : انتالپی مخصوص (J/Kg)؛
 ITX : مالیات بر درآمد؛
 i_{eff} : نرخ موثر بهره (%/);
 $LMTD$: اختلاف دمای میانگین لگاریتمی ($^{\circ}\text{C}$)؛
 M : دبی (Kg/s)؛
 m : جرم (Kg)؛
 N : تعداد مراحل آب شیرین‌کن؛
 $OTXI$: سایر مالیات و هزینه‌ها؛
 OMC : هزینه‌ی تعمیرات و نگهداری ($\$$)؛
 P : فشار (Kpa)؛
 PR : نسبت عملکرد؛
 PEC : قیمت تجهیز مورد نظر؛
 \dot{Q} : نرخ انتقال حرارت (KW)؛
 q : شماره‌ی مرحله؛
 ROI : بازگشت سرمایه؛
 s : آتروپی مخصوص (J/KgK)؛

sa : نمک؛
 sh : پوسته؛
 sw : آب دريا؛
 t : لوله؛
 tot : مجموع؛
 w : آب خالص.

ps : سهام عرضه شده؛
 q : شماره مرحله؛
 r : آب شور برگشتي؛
 r_1 : آب شور خروجي کندانسور مرحله‌ی اول؛
 ry : سال مرجع؛
 s : بخار؛

پانوشتها

1. multi stage flash (MSF)
2. multi effect distillation (MED)
3. reverse osmosis (RO)
4. MSF-BR
5. terminal temperature difference
6. boiling point elevation
7. performance Ratio
8. specific heat transfer area
9. total revenue requirement
10. levelized annual cost
11. levelized annual carrying charges
12. gradient methods
13. stochastic optimization
14. genetic algorithm
15. particle swarm

منابع (References)

5. Kahraman, N. and Cengel, Y.A. "Exergy analysis of a MSF distillation plant", *Energy Conversion and Management*, **46**, pp. 2625-2636 (2005).
6. Karl, F., Renaudin, V., Alonso, D. and Hornut, J.M. "New MED plate desalination process: Thermal performances", *Int. J. of Desalination*, **166**, pp. 53-62 (2004).
7. Kamali, R.K. and Mohebinia, S. "Experience of design and optimization of multi-effects desalination systems in Iran", *Int. J. of Desalination*, **222**, pp. 639-645 (2008).
8. Ameri, M., Seif Mohammadi, S., Hosseini, M. and Seifi, M. "Effect of design parameters on multi-effect desalination system specifications", *Int. J. of Desalination*, **245**, pp. 266-283 (2009).
9. Hosseini, S.R., Amidpour, M. and Behbahania, A. "Thermoeconomic analysis with reliability consideration of a combined power and multi stage flash desalination plant", *Int. J. of Desalination*, **278**, pp. 424-433 (2011).
10. Shakib, S.E., Amidpour, M. and Aghanajafi, C. "A new approach for process optimization of a METVC desalination system", *Desalination and Water Treatment*, **37**, pp. 84-96 (2012).
11. El-Dessouky, H.T., Ettouney, H.M., Al-Fulaij, H. and Mandani, F. "Multistage flash desalination combined with thermal vapor compression", *Chemical Engineering and Processing*, **39**, pp. 343-356 (2000).
12. El-Dessouky, H.T. and Ettouney, H.M., *Fundamentals of Salt Water Desalination*, First Edition, Elsevier Amsterdam, pp. 271-407 (2002).
13. Smith, R., *Chemical Process Design and Integration*, Second Edition, John Wiley & Sons Ltd, Chichester, pp. 357-385 (2005).
14. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M., *Thermal Design and Optimization*, Second Edition, Wiley, New York, pp. 333-462 (1996).
15. Sharqawy, M.H., Lienhard, J.H. and Zubair, M. "On exergy calculations of seawater with applications in desalination systems", *Thermal Sciences*, **50**, pp. 187-196 (2011).
1. Shakib, S.E., Amidpour, M. and Aghanajafi, C. "Simulation and optimization of multi effect desalination coupled to a gas turbine plant with HRSG consideration", *Int. J. of Desalination*, **285**, pp. 366-376 (2012).
2. Khawaji, A.D., Kutubkhanah, I.K. and Wie, J.M. "Advances in seawater desalination technologies", *Int. J. of Desalination*, **221**, pp. 47-69 (2008).
3. Ehsani, M. and Khaledi, H. "Recognition and improvement of agricultural water efficiency in order to water and nutrition security of the country", *11th Conference on Iranian National Committee of Irrigation and Drainage of Iran*, Tehran, Iran (2003).
4. Jafari, H., Behbahania, S.A. and Engarnevis, A. "Two-objective optimization of using combined cycle power plants waste for heating application", *Modares Mechanical Engineering*, **12**(4), pp. 120-132 (2012).

16. Al-Weshahi, M.A., Anderson, A. and Tian, G. "Exergy efficiency enhancement of MSF desalination by heat recovery from hot distillate water stages", *Applied Thermal Engineering*, **53**, pp. 226-233 (2013).
17. Najafi, B., Shirazi, A., Aminyavari, M., Rinaldi, F. and Taylor, R.A. "Exergetic, economic and environmental analyses and multi-objective optimization of an SOFC-gas turbine hybrid cycle coupled with an MSF desalination system", *Int. J. of Desalination*, **334**, pp. 46-59 (2014).
18. Khoshgoftar Manesh, M.H. and Amidpour, M. "Multi-objective thermoeconomic optimization of coupling MSF desalination with PWR nuclear power plant through evolutionary algorithms", *Int. J. of Desalination*, **249**, pp. 1332-1344 (2009).
19. Hosseini, S.R., Amidpour, M. and Shakib, S.E. "Cost optimization of a combined power and water desalination plant with exergetic, environment and reliability consideration", *Int. J. of Desalination*, **285**, pp. 123-130 (2012).
20. El-Dessouky, H., Alatiqi, I. and Ettouney, H. "Process synthesis: The multi-stage flash desalination system", *Int. J. of Desalination*, **115**, pp. 155-179 (1998).