

بهینه‌سازی عملکرد واحد آب شیرین کن جزیره قشم با استفاده از گرمای اتلافی به کمک بویلر بازیاب

سمیه صدری
محمد عامری*
رامین حقیقی خوشخو

دانشجوی دکتری، دانشگاه شهید بهشتی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، تهران، ایران
دانشیار، دانشگاه شهید بهشتی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، تهران، ایران
استادیار، دانشگاه شهید بهشتی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، تهران، ایران

چکیده

در این مقاله به مدل‌سازی سیستم آب شیرین کن MED-TVC پرداخته می‌شود. در سیستم مورد بررسی از یک بویلر بازیاب جهت افزایش راندمان چرخه حرارتی موجود استفاده شده است. استفاده از گرمای اتلافی منجر به کاهش سوخت مصرفی برای تولید آب شیرین و کاهش قیمت آن خواهد شد. معادلات موازنه جرم، انرژی و انتقال حرارت مربوط به اجزای مختلف توسط کد نرم‌افزاری تهیه شده در MATLAB حل شده و نتایج به‌دست آمده در یک فرآیند بهینه‌سازی جهت افزایش ضریب عملکرد سیستم و کاهش سطح انتقال حرارت مورد تحلیل قرار گرفته است. برای بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده شده و نتایج با دقت خوبی حاصل گردیده است. نتایج به‌دست آمده کاهش در سطح انتقال حرارت کلی (زیرواحدها و چگالنده) را در مقابل افزایش ضریب عملکرد سیستم نشان می‌دهد.

کلمات کلیدی: شیرین‌سازی آب، MED-TVC، بهینه‌سازی، ضریب عملکرد، سطح انتقال حرارت.

Optimization of Qeshm Desalination Unit to Use the Waste Heat with Recovery Boiler

S. Sadri Mechanical & Energy Engineering Department, Student, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran
M. Ameri Mechanical & Energy Engineering Department, Student, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran
R. H. Khoshkhoo Mechanical & Energy Engineering Department, Student, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

Abstract

This article deals with MED-TVC desalination system modeling. Heat of exhaust gas from turbine with a recovery boiler was used in desalination plant to increase efficiency of existing thermal cycle. Use of waste heat leads to reduced fuel consumption and lower prices is to produce fresh water. Mass balance equations, energy and heat transfer of various components by MATLAB code was solved and an optimization process to increase performance and reduce the heat transfer area was performed. To optimize the modeling, genetic algorithm is used, and the results have been obtained with high accuracy. The results show the reduction of heat transfer area (effects and condenser) against increasing system performance.

Keywords: Desalination, MED-TVC, optimization, Gain Output Ratio, Heat Transfer Area..

۱- مقدمه

فرآیندهای نمک‌زدایی صنعتی شامل جداسازی آب عاری از نمک از آب دریا یا آب شور می‌باشد. یک دسته‌بندی ساده از فرآیندهای شیرین‌سازی آب می‌تواند بر اساس فرآیند جداسازی صورت پذیرد. فرآیندهای حرارتی و غشایی دو دسته عمده روش‌های شیرین‌سازی آب هستند. روش تبخیر ناگهانی چندمرحله‌ای (MSF)^۱، تراکم بخار (VC)^۲ و تقطیر چندمرحله‌ای (MED) از جمله روش‌های پرکاربرد بخش حرارتی در شیرین‌سازی آب می‌باشند.

ژائو و همکاران [۱] در سال ۲۰۱۱ میلادی از یک آب شیرین‌کن MED برای شیرین‌سازی پساب شور یک پالایشگاه در چین استفاده کردند. مدل ترمودینامیکی آن‌ها بر اساس توازن جرم و انرژی در مراحل مختلف آب شیرین‌کن توسعه یافته بود. ماراوار و همکاران [۲] نیز یک سیستم تولید همزمان برای تولید الکتریسیته، گرما، آب

شیرین و سرمایه‌ش را مورد مطالعه قرار دادند. کمالی و همکاران [۳-۶] طی سه مقاله مدلی برای شبیه‌سازی ترمودینامیکی آب شیرین‌کن MED-TVC توسعه داده و سپس آن را بهینه کرده‌اند. عامری و همکاران [۷] نیز یک مدل ترمودینامیکی برای یک آب شیرین‌کن MED با تولید ۲۰۰۰ متر مکعب در روز ارائه کرده‌اند و تأثیر تعداد مراحل آب شیرین‌کن را بر شاخصه‌های عملکردی تشریح کرده‌اند. صیادی و همکاران [۸-۹] نیز مدلی از آب شیرین‌کن MED-TVC توسعه داده و با استفاده از تحلیل ترموآکونومیک آن را بهینه کردند. شکوری و همکاران [۱۰] نیز مدلی برای یک آب شیرین‌کن MED-TVC جهت اتصال به واحد توربین گازی جزیره لاوان توسعه دادند و سپس با یک تحلیل ترموآکونومیک مدل توسعه یافته را بهینه‌سازی نمودند. موگینستین و همکاران [۱۱] عملکرد دو آب شیرین‌کن اسمز معکوس و MED-TVC را مورد ارزیابی قرار دادند.

در این مقاله با استفاده از روابط ترمودینامیکی و انتقال گرما در زیر واحد های مختلف با در نظر گرفتن افت‌های ترمودینامیکی، پارامترهای مجهول در هر زیر واحد محاسبه می‌شود. مقایسه نتایج

¹ Multi Stage Flash

² Vapor compression

حاصل و نتایج موجود برای سیستم آب شیرین‌کن قشم بیانگر دقت مدل‌سازی انجام‌شده می‌باشد. از نوآوری‌های این کار علاوه بر لحاظ کردن افت‌های ترمودینامیکی در شبیه‌سازی، می‌توان به استفاده از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی سیستم موجود استفاده کرد. بنابراین بهینه‌سازی دوده‌های برای افزایش کارایی سیستم با در نظر گرفتن قیده‌های مشخص انجام شده است. برای این کار از نرم‌افزار GA-MATLAB استفاده شده است.

۲- معادلات حاکم و روش انجام

شماتیک فرآیند تبخیر چندمرحله‌ای جریان صلیبی همسو^۱ در شکل ۱ نشان داده شده است. زیر واحدها از ۱ تا n از سمت چپ به راست نام‌گذاری می‌شوند. هر زیر واحد شامل یک سطح انتقال حرارت، فضای بخار، رطوبت‌گیر و دیگر تجهیزات جانبی است. در سیستم جریان موازی، بخار از سمت چپ به راست در راستای افت فشار جریان می‌یابد، در حالی که آب تغذیه در راستای عمود وارد هر زیر واحد می‌شود. در سیستم جریان صلیبی همسو، جریان آب شور خروجی از هر زیر واحد وارد زیر واحد بعدی می‌شود که دچار تبخیر لحظه‌ای شده و با آب تغذیه ورودی به هر زیر واحد ترکیب می‌گردد. هر سیستم شامل تعدادی اواپراتور، مجموعه‌ای از محفظه‌های تبخیر لحظه‌ای، چگالنده تحتانی و یک سیستم تخلیه است. سیستم‌های جریان موازی و جریان صلیبی همسو شامل n-1 محفظه تبخیر لحظه‌ای برای تولید آب مقطر هستند. در سیستم جریان صلیبی همسو، تبخیر لحظه‌ای آب شور در زیر واحدهای ۲ تا n انجام می‌شود. هر دو ساختار از مبادله‌کن‌های لوله افقی با چگالش سقوط قطره‌ای^۲ استفاده می‌کنند که به مقاومت در برابر خوردگی معروف هستند. دلیل این امر، آهنگ بالای رطوبت و توزیع مؤثر آب بر روی سطوح انتقال گرما می‌باشد. آب دریا به کندانسور تحتانی وارد می‌شود و گرمای نهان بخار متراکم‌شده زیر واحد چگالنده را جذب می‌کند. در نتیجه دمای آب دریای ورودی تا دمای آب تغذیه افزایش می‌یابد. بخشی از آب دریای گرم شده به دریا برمی‌گردد که آب خنک‌کن نامیده می‌شود. وظیفه آب خنک‌کن دفع گرمای اضافی داده شده به زیر واحد اول می‌باشد. جریان آب تغذیه ورودی از لحاظ شیمیایی تصفیه شده، هوازادایی می‌گردد و در زیر واحدهای مختلف اسپری می‌شود.

آب دریا به صورت لایه نازک بر روی ردیف‌های لوله که به صورت افقی در کنار هم قرار گرفته‌اند، پاشیده می‌شود. در هر زیر واحد دمای آب شور مطابق با فشار فضای بخار افزایش می‌یابد، پیش از آن که بخار آبی تشکیل شود. در زیر واحد اول، گرمای موردنیاز برای پیش‌گرم کردن و تبخیر از طریق تراکم مقدار کنترل‌شده‌ای بخار اشباع در داخل لوله‌ها تأمین می‌شود.

این بخار از یک بویلر خارجی دریافت می‌شود. مایع متراکم‌شده با کیفیت بالا از زیر واحد اول به بویلر باز می‌گردد. دمای اشباع بخار تشکیل شده در هر زیر واحد به علت افزایش نقطه جوش از دمای جوش آب شور داخل زیر واحد کمتر است. بخارهای تشکیل شده در هر زیر واحد از یک قطره‌گیر عبور داده می‌شوند تا قطرات آب

احتمالی را که به همراه دارند، از دست بدهند. دمای بخار عبوری از قطره‌گیر به دلیل افت اصطکاکی کمی کاهش می‌یابد. بخار عبوری از قطره‌گیر به زیر واحد دوم عبور داده می‌شود. این انتقال، افت فشار و در نتیجه کاهش دمای اشباع را به همراه خواهد داشت. در سیستم صلیبی همسو از زیر واحد ۲ تا n بخار بر روی سطوح حرارتی و یا در محفظه‌های تبخیر ناگهانی تشکیل می‌شود. دمای بخار تشکیل شده در هر زیر واحد به دلیل افزایش نقطه جوش و اختلاف غیرتعدالی کمتر از دمای آب شور می‌باشد. بخش کوچکی از بخار در محفظه‌های تبخیر لحظه‌ای تشکیل می‌شود. بخار تشکیل شده در زیر واحد i در زیر واحد i+1 متراکم می‌شود و همه بخارهای خروجی از زیر واحد آخر در کندانسور متراکم می‌گردند. روابط ریاضی سیستم‌های تبخیر چندمرحله‌ای جریان صلیبی همسو را بر اساس معادلات جرم و انرژی و با استفاده از روابط اصلاحی ضرایب انتقال گرما، افت‌های ترمودینامیکی (افت دماهای ناشی از افت فشار و پروسه تراکم)، افت فشار و خواص فیزیکی مدل می‌کنند.

نتایج بر اساس فاکتورهای ضریب عملکرد گرمایی، سطح ویژه انتقال گرما، دبی جریان آب خنک‌کن و نسبت تبدیل بیان می‌گردد. فرضیات زیر برای مدل‌سازی ریاضی در نظر گرفته شده است:

- آب تقطیرشده فاقد نمک است.
- سیستم در شرایط پایا کار می‌کند.
- ظرفیت گرمایی ویژه آب تغذیه با آب شور و آب تقطیرشده با استفاده از روابط موجود محاسبه می‌شود.
- آهنگ جریان ورودی به زیر واحدها، یکسان است.
- افزایش نقطه جوش برای همه زیر واحدها یکسان نیست.
- افت‌های ترمودینامیکی در نظر گرفته می‌شود.

اختلاف دما در زیر واحدها یکسان در نظر گرفته شده و از رابطه زیر به دست می‌آید:

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

دمای بخار متراکم شده (T_g) با استفاده از رابطه زیر مشخص می‌گردد:

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

دمای بخار در آخرین زیر واحد از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$T_v = T_n - BPE \quad (3)$$

افزایش نقطه جوش (BPE^3) به میزان افزایش دمای جوش در یک فشار مشخص گفته می‌شود که در اثر وجود نمک‌های حل‌شده در آب

ایجاد می‌شود. رابطه زیر برای محاسبه BPE به کار می‌رود [۱۲]:

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

$$B = [6.71 + (6.34 \times 10^{-2} \times T_n) + (9.74 \times 10^{-5} \times T_n^2)] \times 10^{-3} \quad (1-4)$$

$$C = [22.238 + (9.59 \times 10^{-3} \times T_n) + [6.71 + (6.34 \times 10^{-2} \times T_n) + (9.42 \times 10^{-5} \times T_n^2)] \times 10^{-8} \quad (2-4)$$

$$+ [6.71 + (6.34 \times 10^{-2} \times T_n) + (9.42 \times 10^{-5} \times T_n^2)] \times 10^{-8}$$

ظرفیت گرمایی ویژه آب از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$c_p = [a + b \times T_1 + c \times T_1^2 + d \times T_1^3] \times 10^{-3} \quad (5)$$

$$a = 4206.8 - (6.6197 \times S) + (1.2288 \times 10^{-2} \times S^2) \quad (5-1)$$

³ boiling point elevation

¹ Cross Parallel flow

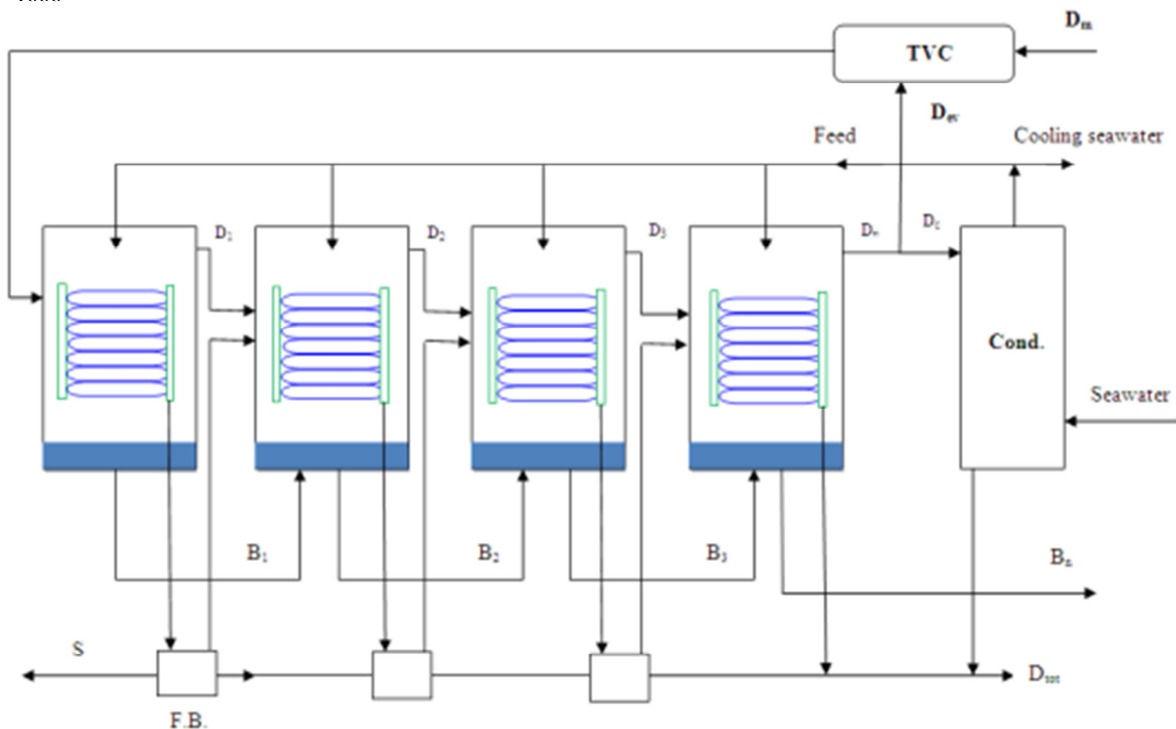
² Falling Film

$$d = (6.8777 \times 10^{-7}) - (1.517 \times 10^{-6} \times S) - (404268 \times 10^{-9} \times S^2) \quad (5-4)$$

$$S = \frac{X_F}{1000}$$

$$b = -1.1262 + (5.4178 \times 10^{-2} \times S) - (2.2719 \times 10^{-4} \times S^2) \quad (5-2)$$

$$c = (1.2026 \times 10^{-2}) - (5.3566 \times 10^{-4} \times S) + (1.8906 \times 10^{-6} \times S^2) \quad (5-3)$$



شکل ۱- طرحواره فرآیند برای سیستم تبخیر چندمرحله‌ای جریان صلیبی همسو

دمای آب جوش در هر زیر واحد به اندازه ΔT از دمای زیر واحد قبلی کمتر می‌باشد که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

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

دمای بخار در هر زیر واحد از رابطه زیر به دست می‌آید:

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

دبی جریان ورودی به میزان مساوی میان زیر واحدها تقسیم می‌شود:

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

دمای تراکم بخار، T_{ci} ، به میزان افزایش نقطه جوش کمتر از دمای جوش می‌باشد که ناشی از افت فشار در قطره‌گیر، ΔT_p ، افت فشار اصطکاکی در خطوط ارتباطی، ΔT_t ، و پروسه تراکم، ΔT_c ، مرتبط می‌باشد [۱۲]:

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

گرمای نهان بخار از طریق روابط زیر محاسبه می‌شود [۱۲]:

$$\lambda_s = 2501.897149 - 2.407064037 \times T_s + 1.192217 \times 10^{-3} \times T_s^2 - 1.5863 \times 10^{-5} \times T_s^3 \quad (16)$$

$$\lambda_i = 2501.897149 - 2.407064037 \times T_i + 1.192217 \times 10^{-3} \times T_i^2 - 1.5863 \times 10^{-5} \times T_i^3 \quad (17)$$

که T_1 دما بر حسب $^{\circ}\text{C}$ و S شوری آب بر حسب g/kg می‌باشد. فشار بخارهای متراکم شده (P_s) و بخارهای مکشی (P_{ev}) از روابط اصلاحیه ارائه شده توسط الدسوکی و همکاران [۱۲] محاسبه می‌شود:

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

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

محاسبه نسبت بخار محرک به بخار مکشی (D_m/D_{ev}) در اجکتور بخش مهمی از مدل‌سازی سیستم MED-TVC محسوب می‌شود. مقدار بهینه این پارامتر عملکرد سیستم‌ها را از طریق کاهش مقدار بخار محرک، بهبود می‌بخشد. این نسبت تابعی از فشار بخارهای متراکم (P_s)، فشار بخار محرک (P_m) و فشار بخار مکشی (P_{ev}) می‌باشد:

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

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

نسبت مکشی با رابطه زیر به دست می‌آید [۱۳]:

$$R_a = 0.235 \frac{P_s^{1.19}}{P_{ev}^{1.04}} \text{ER}^{0.015} \quad (10)$$

مقدار بخار مکشی (D_{ev}) از طریق رابطه زیر به دست می‌آید:

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

چگالنده از دو رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$(LMTD)_c = \frac{(T_f - T_{cw})}{\ln \left[\frac{T_{v,n} - T_{cw}}{T_{c,n} - T_f} \right]} \quad (34)$$

$$U_c = 1.7194 + 3.2063 \times 10^{-2} T_{v,n} - 1.5971 \times 10^{-5} (T_{v,n})^2 + 1.9918 \times 10^{-7} (T_{v,n})^3 \quad (35)$$

سطح انتقال گرمای چگالنده به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$A_c = \frac{D_c \lambda_n}{U_c (LMTD)_c} \quad (36)$$

دبی آب خنک‌کن (M_{cw}) با اعمال قانون بقای انرژی بر روی چگالنده به صورت زیر در می‌آید:

$$M_{cw} = \frac{D_c \lambda_n}{c_p (T_f - T_{cw})} \quad (37)$$

سطح انتقال گرمای مخصوص (A_d) برابر با مجموع سطوح انتقال گرمای زیر واحدها و چگالنده تقسیم بر محصول کلی است:

$$A_d = \frac{A_e + A_c}{D_t} \quad (38)$$

میزان تولید آب شیرین و ضریب عملکرد سیستم به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$M_d = \sum_{i=1}^n D_i \quad (39)$$

$$GOR = \frac{M_d}{M_m} \quad (40)$$

یکی از مشخصه‌های مهم واحدهای شیرین‌سازی حرارتی آب مصرف گرمای مخصوص است. این پارامتر به انرژی گرمایی مصرف شده توسط سیستم برای تولید ۱ کیلوگرم آب شیرین اطلاق می‌گردد و با رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$Q = \frac{D_m \lambda_m}{D_t} \quad (41)$$

۳- نتایج و بحث بر روی نتایج

طرحواره سایت قشم که در این شبیه‌سازی مورد تحلیل قرار گرفته است، در شکل ۲ نشان داده شده است.

ظرفیت تولید آب شیرین سیستم مورد بررسی حدوداً 1 MIGD (معادل ۵۲/۶۲ کیلوگرم در ثانیه) در نظر گرفته شده است. میزان شوری آب تغذیه ورودی ۴۲۰۰۰ ppm، دمای بیشینه آب شور ۶۴/۲ درجه سلسیوس و سایر پارامترهای مورد نیاز در جدول ۱ گردآوری شده است [۱۴].

جدول ۱- مقادیر ورودی

مقادیر	متغیرها
۶/۴۴	دبی بخار محرک، D_m (kg/s)
۱۲۹۰	فشار بخار محرک، P_m (kPa)
۴۴	دمای آب تغذیه ورودی از دریا، T_F (°C)
۳۵	دمای آب خنک‌کن بازگشتی به دریا، T_{cw} (°C)
۴۲۰۰۰	شوری آب تغذیه ورودی، X_F (ppm)
۶۴/۲	دمای بیشینه آب شور، T_1 (°C)
۴۸/۹	دمای کمینه آب شور، T_n (°C)

² Million Imperial Gallons per Day

$$\lambda_m = 2501.897149 - 2.407064037 \times T_m + 1.192217 \times 10^{-3} \times T_m^2 - 1.5863 \times 10^{-5} \times T_m^3 \quad (18)$$

واحد گرمای نهان kJ/kg است. موازنه جرم در زیر واحدها از روابط زیر به دست می‌آید:

$$B_1 = F_1 - D_1 \quad (19)$$

$$B_i = F_i + B_{i-1} - D_i, \quad i = 2, \dots, n \quad (20)$$

موازنه غلظت در زیر واحدها از روابط زیر به دست می‌آید:

$$X_1 = \frac{F_1}{B_1} \times X_f \quad (21)$$

$$X_i = \frac{F_i}{B_i} \times X_f + \frac{B_{i-1}}{B_i} \times X_{i-1}, \quad i = 2, 3, \dots, n \quad (22)$$

موازنه انرژی در زیر واحدها از روابط زیر به دست می‌آید:

$$D_1 = \frac{1}{\lambda_1} [M_s \lambda_s - F_1 \times c_p (T_1 - T_f)] \quad (23)$$

$$D_i = \frac{1}{\lambda_i} [(D_{i-1} + D'_{i-1}) \lambda_{i-1} - F_i \times c_p (T_i - T_f) - B_{i-1} \times c_p (T_{i-1} - T_i)] \quad (24)$$

و روابط کمکی برای تعیین مقادیر مجهول به صورت زیر محاسبه می‌گردند.

$$D'_i = D_{i-1} c_p \frac{T_{v,i-1} - T'_i}{\lambda_i} \quad (25)$$

$$T_{v,i-1} = T_i - BPE \quad (26)$$

$$T'_i = T_{v,i-1} - NEA_i \quad (27)$$

$$NEA_i = 33 \frac{(T_{i-1} - T_i)^{0.55}}{T_{v,i}} \quad (28)$$

بخارهای تولید شده در زیر واحد آخر به دو قسمت تقسیم می‌شود. یک قسمت مستقیماً وارد چگالنده می‌شود (D_c) و قسمت دیگر توسط ترموکمپرسور بخار مکیده می‌شود (D_{ev}). مقدار بخاری که به چگالنده می‌رود به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$D_c = D_n - D_{ev} \quad (29)$$

ضریب انتقال گرمای کلی (U_i) از رابطه زیر تعیین می‌گردد:

$$U_i = \frac{1939.4 + 1.40562 T_i - 0.0207525 T_i^2 + 0.0023186 T_i^3}{1000} \quad (30)$$

سطح تبادل گرما در اولین زیر واحد از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$A_1 = \frac{(D_s + D_{ev}) \lambda_s}{U_1 (T_s - T_1)} \quad (31)$$

سطح تبادل گرما در زیر واحدهای ۲ تا n از رابطه زیر به دست می‌آید:

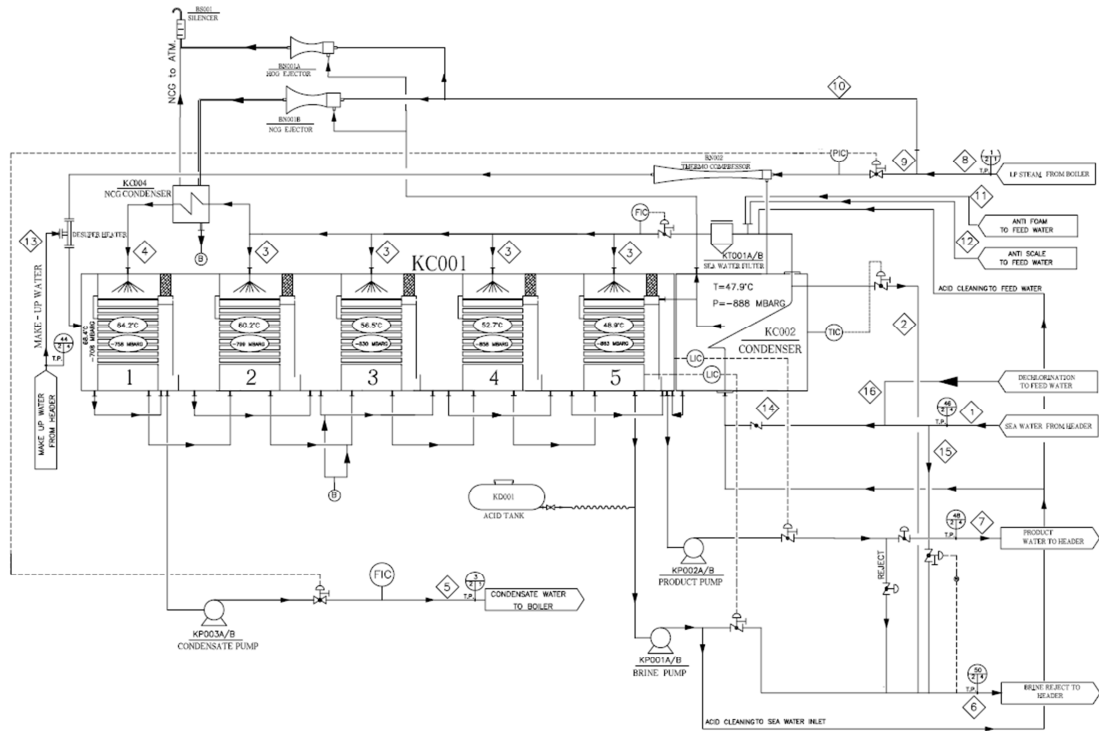
سطح انتقال گرمای کلی زیر واحدها از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$A_e = A_1 + A_2 + \dots + A_n = \sum_{i=1}^n A_i \quad (32)$$

اختلاف دمای میانگین لگاریتمی^۱ و ضریب انتقال گرمای کلی

$$A_i = \frac{D_i \lambda_i}{U_i (T_{c,i} - T_i)}, \quad i = 2, 3, \dots, n \quad (32)$$

¹ logarithmic mean temperature difference



شکل ۲- طرحواره سیکل قسم

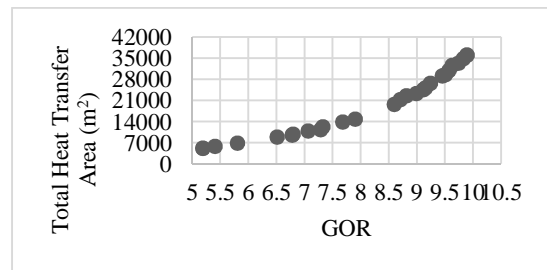
نشان داده شده است. برای نرمالایز کردن دسته نتایج حاصل می توان از رابطه (۴۲) استفاده کرد:

$$N_x = \frac{x - x_{min}}{x_{max} - x_{min}} \quad (42)$$

جدول ۲- نتایج حاصل از شبیه سازی سایت قسم

پارامترها	مقادیر	مقادیر واقعی	خطا
اختلاف دما، ΔT (°C)	۳,۸۲۵	$\Delta T_{1-2} = 4$	با
نسبت مکش، Ra	۱,۱	$\Delta T_{2-3} = 3.7$	میانگین
نسبت انبساط، ER	۱۰,۹۲	$\Delta T_{3-5} = 3.8$	• =
نسبت تراکم، CR	۲,۵		
آب شیرین تولیدی، Dt (kg/s)	۵۰,۴	۵۲,۴۱۶	- ۳,۸۲
ضریب عملکرد، GO	۷,۸۳	۸,۲۶	- ۵,۲۲
گرمای ویژه مصرفی، Q (kJ/kg)	۲۴۷		
سطح انتقال گرمای ویژه، Ad (m ² /kg/s)	۲۹۷,۹		
دبی کل آب دریای ورودی چگالنده، Mcw (kg/s)	۲۶۸,۲۱	۲۵۸,۳۳	۳,۸۲
دبی جرمی آب خنک کن چگالنده، (kg/s)	۸۳,۴۱	۸۵,۴۱۶	- ۲,۳۵
دبی جرمی آب تغذیه کل، (kg/s)	۱۸۴,۸	۱۷۲,۹۱۴	۶,۸۷

نتایج حاصل از شبیه سازی در جدول ۲ گردآوری شده است. همان گونه که از نتایج برمی آید می توان با دقت مناسبی سایت شیرین سازی آب قسم را با مدل تهیه شده، شبیه سازی نمود. در ادامه برای افزایش کارایی سیستم بهینه سازی دودفهای به منظور بیشینه سازی ضریب عملکرد و کاهش سطح حرارتی مورد نیاز، انجام گرفته است. در این بهینه سازی ضریب عملکرد و سطح کلی انتقال گرما به عنوان دو تابع هدف در نظر گرفته شده است و دمای بیشینه زیر واحدها، دمای کمینه زیر واحدها، دمای بخار ورودی به زیر واحد اول، فشار بخار محرک و دبی بخار محرک به عنوان متغیرهای تصمیم در نظر گرفته شده است. در این فرآیند، مجموعی از نقاط حاصل می شود که هر یک گویای یک وضعیت بهینه برای سیستم مورد نظر می باشند. مجموعه این نقاط به صورت نموداری نشان داده می شود که جبهه Pareto نامیده می شود. نتایج حاصل از بهینه سازی به صورت جبهه Pareto در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳- نقاط بهینه در جبهه Pareto

از آن جایی که دو تابع هدف انتخاب شده، دیمانسیون های متفاوتی دارند، نتایج نرمالایز شده و جبهه Pareto نرمالایز شده در شکل ۴

در کاهش سطح حرارتی و افزایش ضریب عملکرد را نشان می‌دهد. با کاهش دمای کمینه و دمای بیشینه آب شور، کاهش دبی و افزایش فشار بخار محرک می‌توان به‌گونه‌ای سیستم را بازطراحی نمود که بتواند بیشترین راندمان با کمترین سطح حرارتی را ارائه دهد.

۵- نماد

A	سطح انتقال گرما (m ²)
B	دبی آب شور (Kg/s)
BPE	افزایش نقطه جوش (°C)
c	بخار در حال تقطیر
CR	نسبت تراکم
cw	آب خنک کن
d	تقطیر
D	دبی آب تقطیر شده (Kg/s)
ev	بخار مکش شده
ER	نسبت انبساط
F	دبی آب تغذیه (Kg/s)
GOR	ضریب عملکرد
λ	گرمای نهان (kJ/kg)
LMTD	اختلاف دمای لگاریتمی
M	دبی (Kg/s)
m	بخار محرک
n	تعداد مرحله ها
NEA	اختلاف غیرتعدادی
P	فشار (Pa)
ppm	ذره در میلیون
Q	مصرف گرمای ویژه (kJ/kg)
Ra	نسبت مکش
s	بخار
t	کل
T	دما (k)
U	ضریب انتقال گرما
v	بخار
X	شوری (ppm(g/kg))

۶- مراجع

- [1] Zhao D., Xue J., Li S., Sun H., Zhang Q., Theoretical Analysis of Thermal and Economical Aspects of Multi Effect Distillation Desalination dealing with High Salinity Wastewater, *Desalination*, Vol. 273, pp. 292-298, 2011.
- [2] Maraver D., Uche J., Royo J., Assessment of High Temperature Organic Rankine Cycle Engine for polygeneration with MED Desalination: A preliminary approach, *Energy Conversion and Management*, Vol. 53, pp. 108-117, 2012.
- [3] Kamali R., Abbassi A., Sadough Vanini S., Saffar Avval M., Thermodynamic Design and Parametric Study of MED-TVC, *Desalination*, Vol. 222, pp. 596-604, 2008.
- [4] Kamali R., Mohebinia S., Experience of Design and Optimization of Multi Effect Desalination Systems in Iran, *Desalination*, Vol. 222, pp. 639-645, 2008.
- [5] Kamali R., Abbassi A., Sadough Vanini S., A Simulation Model and Parametric Study of MED-TVC Process, *Desalination*, Vol. 235, pp. 340-351, 2009.
- [6] Kouhikamali R., Sanaei M., Mehdizadeh M., Process Investigation of Different Locations of Thermo Compressor

در شکل ۴، نقطه به مختصات (۱ و ۰) نقطه ایده‌آل با کمترین سطح حرارتی و بالاترین ضریب عملکرد می‌باشد. از آنجایی که این نقطه بر روی جبهه Pareto قرار ندارد، لذا نقطه بهینه مورد نظر نمی‌باشد. بدین منظور و جهت یافتن نقطه بهینه دوده‌افه؛ نقطه‌ای از جبهه Pareto انتخاب می‌گردد که کمترین فاصله از نقطه ایده‌آل می‌باشد. مقادیر متغیرهای تصمیم و توابع هدف در نقطه بهینه انتخابی در جدول ۳ نشان داده شده است.

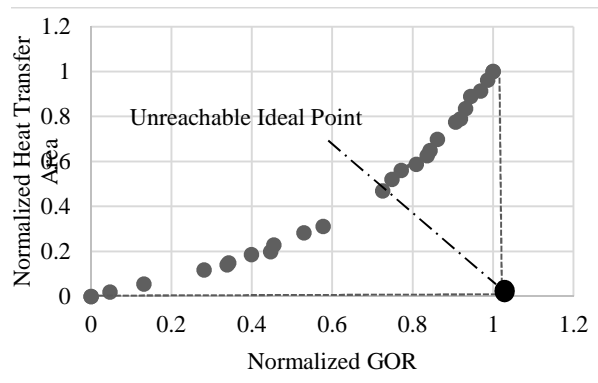
جدول ۳- مقادیر پارامترهای عملکردی در نقطه بهینه منتخب

متغیرها	مقادیر
دمای کمینه آب شور، (°C)	۴۸٫۳
دمای بیشینه آب شور، (°C)	۶۰٫۶
دمای بخار ورودی به زیر واحد اول، (°C)	۷۰٫۶
فشار بخار محرک، P _m (kPa)	۲۰۴۳٫۸
دبی بخار محرک، D _m (kg/s)	۶٫۰۲
ضریب عملکرد، GOR	۷٫۹
سطح انتقال حرارت کلی، m ²	۱۴۷۸۵٫۲

تغییرات توابع هدف در جدول ۴ آورده شده است:

جدول ۴- تغییرات مقادیر توابع هدف پس از بهینه‌سازی

متغیرها	مقادیر اصل	مقادیر پس از بهینه‌سازی
ضریب عملکرد، GOR	۷٫۸۳	۷٫۹
سطح انتقال حرارت کلی، m ²	۱۵۰۱۴/۱۶	۱۴۷۸۵٫۲



شکل ۴- نقاط بهینه در جبهه Pareto نرمالایز شده

۴- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این مقاله سیستم آب‌شیرین‌کن قشقم مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. بر اساس تحلیل ترموهیدرولیکی انجام شده، خواص در نقاط مختلف محاسبه شده است. مقایسه نتایج با داده‌های حقیقی نشان‌دهنده تطابق مناسبی بین داده‌ها می‌باشد. سپس دو تابع سطح حرارتی و ضریب عملکرد آب‌شیرین‌کن به عنوان توابع هدف بهینه‌سازی انتخاب شده و بهینه‌سازی بر اساس متغیرهای تصمیم انتخابی صورت گرفته است. نتایج حاصله از بهینه‌سازی دو هدفه بهبود مناسبی

- suction in MED-TVC Plants, *Desalination*, Vol. 280, pp.134-138, 2011.
- [7] Ameri M., Seif Mohammadi S., Hosseini M., Seifi M., Effect of design Parameters on Multi Effect Desalination System Specifications, *Desalination*, Vol. 245, pp. 266-283, 2009.
- [8] Sayyaadi H., Saffari A., Thermo Economic Optimization of Multi Effect Distillation Desalination Systems, *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1122-1133, 2010.
- [9] Sayyaadi H., Saffari A., Mahmoodian A., Various Approaches in Optimization of Multi Effect Distillation Systems Using a Hybrid Meta- Heuristic Optimization Tool, *Desalination*, Vol. 254, pp. 138-148, 2010.
- [10] Shakouri M., Ghadamian H., Sheiholeslami R., Optimal Model for Multi Effect Desalination System Integrated with Gas Turbine, *Desalination*, Vol. 260, pp. 254-263, 2010.
- [11] Muginstein A., Cohen Y., Levin L., Frant S., Production of Desalinated Water and Electricity in a Dual Purpose Plant Operating in a Dispatchable Electricity System: Techno-Economic Analysis, *Desalination*, Vol. 156, pp. 361-366, 2003.
- [12] Ettouney H.M., El-Dessouky H., *Fundamentals of Salt Water Desalination*, Kuwait University, Kuwait, 2002.
- [13] Al-Mutaz I.S., Wazeer I., Development of a steady-state mathematical model for MEE-TVC desalination plants, *Desalination*, Vol. 351, pp. 9-18, 2014.
- [14] Qeshm desalination Plant, Mapna Group, Tehran, 2011.