

بهینه‌سازی ترمو اقتصادی و بررسی اثر چگالش در چگالنده پوسته - لوله‌ای در حضور گازهای غیر چگالنده با رویکردی جدید

سمیه داودآبادی فراهانی^{۱*} و سینا خرم پور^۲

^۱ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک

^۲ دانشجو، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۶/۲۸؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۹/۰۳/۲۲؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۹/۲۳

چکیده

هدف از این مقاله، بهینه‌سازی عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی برای یک چگالنده پوسته - لوله‌ای نوع TEMA-E با یک گذر لوله و یک گذر پوسته است. در این چگالنده، آب خنک‌کننده در درون لوله‌ها جریان دارد و چگالش بخار در سمت پوسته رخ می‌دهد. تحلیل آگزروی چگالش بخار خالص در مخلوطی از یک گاز غیر قابل کندانس و تابع هدف ترمو-اقتصادی بر اساس نرخ انتقال حرارت واقعی بر واحد هزینه کل با در نظر گرفتن هزینه‌های افت آگزروی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری تعریف شده است. اثرات عملکرد بهینه‌ی چگالنده، پارامترهای اقتصادی، اثرات فنی و پارامترهای طراحی برای به حداکثر رساندن تابع هدف، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. بهینه‌سازی با استفاده از روش مشتق‌گیری از تابع هدف، روش جستجوی گویبی و روش بهینه‌سازی فرا ابتکاری انجام شده است. رابطه‌ای برای تابع هدف بهینه به ازای شرایط مختلف کارکرد مبدل حرارتی بر اساس مقدار بهینه بازده حرارتی به دست آورده شده است. مقادیر بهینه متغیرهای طراحی حاصل از دو روش بهینه‌سازی به طور نسبی در حدود ۰-۱۳٪ باهم تفاوت دارند؛ که این تفاوت، به نوع روش بهینه‌سازی و عملگرهای درونی آن بستگی دارد. با توجه به تابع هدف ترمو-اقتصادی، دیده می‌شود که نتایج حاصل از بهینه‌سازی با استفاده از هر دو روش تقریباً یکسان و برابر ۱۶/۰۸ است.

کلمات کلیدی: بهینه‌سازی؛ چگالنده؛ گاز غیر چگالنده؛ تابع ترمو اقتصادی.

Thermoeconomic Optimization and Investigation of Condensation Effect on Shell & Tube Condenser in the Presence of Non-Condensable Gases with a New Approach

S.D. Farahani^{1*}, S. Khorampoor²

¹ Assis. Prof., Mechanical Engineering Department, Arak University of Technology, Arak, Iran.

² Mechanical Engineering Department, Arak University of Technology, Arak, Iran.

Abstract

A thermo-economic performance optimization has been carried out for a shell and tube condenser TEMA-E. In the considered model, the irreversibilities due to heat transfer between the hot and cold stream are taken into account. The objective function is defined as the actual heat transfer rate per unit total cost considering lost exergy and investment costs. The optimal performance and design parameters which maximize the objective function have been investigated. The effects of the technical and economical parameters on the general and optimal thermo-economical performances have been also discussed. The results show that the objective function increases with increasing heat capacity ratio and decreasing inlet temperature and ambient temperature ratio. The dominant term in entropy generation in this study is due to the heat exchange between the condensed fluid and the cold fluid. According to the operating conditions of the heat exchanger, a correlation has been obtained for the thermal efficiency that maximizes the objective function. Optimal value of the design variables obtained from Pattern search method and the Ant Lion Optimizer method are relatively different at about 0-0.13%; depending on the type of optimization method and its internal operators. But the optimal value of the objective function in both methods is approximately 16.08. The analysis and optimization presented herein may provide a basis for both determinations of the optimal performance parameters for real heat exchanger.

Keywords: Optimization; Condenser; Non-Condensing Gas; Thermoeconomic Function.

۱- مقدمه

در انتقال حرارت جابه‌جایی در فرآیند چگالش، بخار به مایع تبدیل می‌شود و انتقال گرما به طرف سطح مشترک جامد-بخار است. هر چند تحلیل و بررسی چگالش کار پیچیده‌ای است اما به دلیل اهمیت و کاربرد فراوان آن، طی سال‌های اخیر به طور گسترده، چه به صورت تئوری و چه به صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفته است. در این بین، چگالنده‌های پوسته-لوله‌ای یکی از پرکاربردترین چگالنده‌ها با اهداف صنعتی هستند و سهم عمده‌ای از مطالعات، در مورد این‌گونه چگالنده‌هاست. تجزیه و تحلیل عملکرد چگالنده‌ها عمدتاً بر اساس قانون اول و دوم ترمودینامیک صورت می‌گیرد. به عنوان نمونه، قانون اول و دوم ترمودینامیک برای بررسی و تحلیل عملکرد یک چگالنده پوسته و لوله در حضور یک گاز غیر قابل کندانس توسط حاصلی و همکارانش در [۱-۲] به کار گرفته شده‌اند. در برخی مطالعات صورت گرفته، بازده حرارتی مبدل و نرخ تولید آنتروپی به عنوان معیارهای اساسی تحلیل عملکرد در نظر گرفته شده‌اند [۳-۶]. میان سطح انتقال حرارت (که مهم‌ترین بخش از هزینه‌های سرمایه‌گذاری است)، بازده چگالنده و نرخ تولید آنتروپی ارتباط و وابستگی قابل توجهی وجود دارد. در سال‌های اخیر، با توجه به اهمیت پیدا کردن مبحث تولید بهینه انرژی، کاهش اتلاف، صرفه‌جویی و افزایش بهره‌وری انرژی، گرایش به سمت تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی همراه با تجزیه و تحلیل اقتصادی، افزایش قابل توجهی یافته است. معیار اصلی بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی، حداکثر صرفه‌جویی خالص اقتصادی است و این معیار، به‌عنوان اختلاف بین ارزش مالی گرمای بازیافت‌شده و هزینه‌های کل تعریف شده است [۷-۱۰]. کوشک و منجونانس [۱۱]، به تحلیل ترمو اقتصادی چگالنده وایر تیوب پرداختند و نیز اثر پارامترهای هندسی و شرایط عملکرد را بر تولید آنتروپی و تابع هزینه بررسی کردند. جنیک و همکاران [۱۲]، کمینه کردن تولید آنتروپی و هزینه سالانه مبدل حرارتی صفحه‌ای با در نظر گرفتن جریان همسو و ناهمسو را مورد مطالعه قرار دادند. راجا و همکارانش [۱۳]، به بررسی چند هدفه مبدل حرارتی پوسته و لوله پرداختند و همزمان تابع عملکرد، تولید آنتروپی، افت فشار و هزینه کل را در نظر گرفتند. برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی، مجموع هزینه‌های

سرمایه‌گذاری، عملکرد و نگهداری، به طور کلی به عنوان معیار بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شوند [۱۴-۱۷] و به منظور به حداقل رساندن این هزینه‌ها، پارامترهای طراحی بهینه مورد آزمایش قرار می‌گیرند. در مطالعه‌ای دیگر، تحلیل و بهینه‌سازی عملکرد یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای با به‌کارگیری یک روش جبری و بی‌بعدسازی پارامترها توسط بحری سهین و همکارانش انجام گرفته است [۱۸].

دیده می‌شود که در اکثر تحقیقاتی که با رویکرد اقتصادی در مورد مبدل‌های حرارتی انجام شده است با استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی دو هدفه و در نظر گرفتن دو تابع هدف: یک نماینده حرارتی و یک نماینده از هزینه اقتصادی بهینه‌سازی انجام شده است و یک مجموعه جواب بهینه ارائه گردیده است. همچنین هزینه‌های ناشی از افت انرژی از بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت در نظر گرفته نشده‌اند. با در نظر گرفتن این نکته، نوآوری پژوهش حاضر آن است که برای اینکه بهینه‌سازی واقعی‌تر باشد نرخ انتقال حرارت از یک مبدل حرارتی با کاهش هزینه اتلافات انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری باید بهینه شود. در این مطالعه مبدل حرارتی یک چگالنده پوسته-لوله‌ای نوع TEMA-E با یک گذر پوسته و یک گذر لوله در نظر گرفته شده است و اثرات پارامترهای اقتصادی، پارامتر هزینه افت انرژی، نسبت ظرفیت‌های گرمایی، نسبت دماهای ورودی، تعداد واحدهای انتقال حرارت و راندمان حرارتی بر تابع هدف در حالت بهینه و کلی، بررسی شده است. برای بهینه‌سازی از روش کلاسیک جستجوی الگویی^۱ و روش ابتکاری ALO^۲ استفاده شده است. در این پژوهش، محاسبات و بهینه‌سازی در نرم افزار ایز^۳ و متلب^۴ انجام گرفته است.

۲- مدل‌سازی حرارتی و ترمودینامیکی

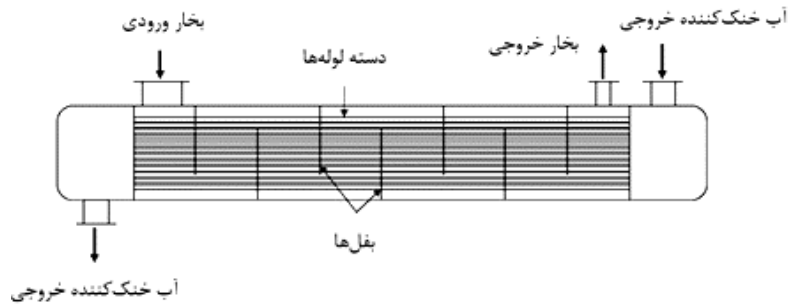
شکل ۱ شماتیکی از مبدل حرارتی پوسته و لوله را نشان می‌دهد. در شکل ۲، جریان‌های ورودی و خروجی به مرزهای یک حجم کنترل دلخواه از چگالنده نشان داده شده‌اند. برای تعیین بازده مبدل حرارتی در داخل حجم کنترل، ابتدا

¹ Pattern Search (PS)

² The Ant Lion Optimizer (ALO)

³ EES

⁴ MATLAB



شکل ۱- شماتیک مبدل حرارتی

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{c}{\theta}} \quad (6)$$

جایی که $c = \frac{(C_{Cond} + C_a)}{C_c}$ تعریف می‌گردد و هم‌چنین

$$\theta = \frac{T_{C2} - T_{C1}}{T_{Cond} - T_{C1}} = \frac{c\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (7)$$

در صورتی که معادله دیفرانسیلی انرژی به کار گرفته شود:

$$\dot{m}_c c_{p,c} dT_c = U(T_{Cond} - T_c) dA$$

رابطه (۱۱) از انتگرال‌گیری از رابطه (۱۰) به دست آورده شده است:

$$\frac{T_{Cond} - T_{C2}}{T_{Cond} - T_{C1}} = \exp\left(-\frac{UA}{C_c}\right) \quad (8)$$

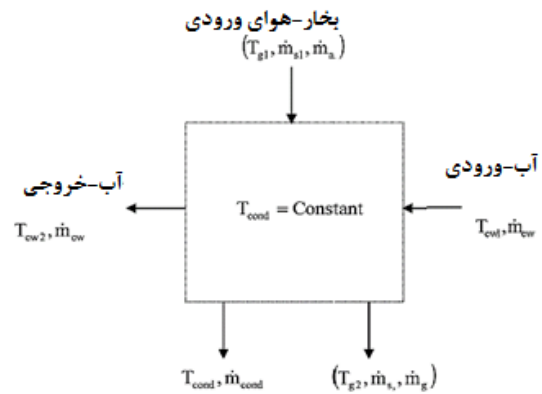
با جای‌گذاری رابطه (۱۱) در رابطه (۸) و استفاده از رابطه تعداد واحدهای انتقال حرارت که به صورت $NTU = \frac{UA}{C_c}$ است، پارامتر θ و بازده حرارتی چگالنده به ترتیب به صورت روابط (۱۲) و (۱۳) حاصل می‌گردند:

$$\theta = 1 - \exp\left(-\frac{UA}{C_c}\right) \quad (9)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{c}{1 - \exp(-NTU)}} \quad (10)$$

بنابراین با توجه به رابطه بالا، بازده حرارتی چگالنده علاوه بر پارامتر بدون بعد c ، به مقدار NTU نیز وابسته است.

نرخ انتقال حرارت واقعی با توجه به رابطه (۱) بدین صورت بدست می‌آید:



شکل ۲- ورودی و خروجی برای حجم کنترلی از چگالنده

می‌بایست نرخ انتقال حرارت ماکزیمم تعیین گردد. نرخ انتقال حرارت ماکزیمم از دو جزء گرمای نهان و گرمای محسوس تشکیل می‌شود. جزء اول شامل انتقال حرارت به سبب چگالش جریان بخار ورودی است:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{v1} h_{fg} \quad (1)$$

جزء دوم از انتقال حرارت ماکزیمم عبارت است از:

$$\dot{Q}_2 = \min(\dot{Q}'_2, \dot{Q}''_2) \quad (2)$$

$$\dot{Q}'_2 = (C_{Cond} + C_a)(T_{Cond} - T_{C1}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}''_2 = C_c(T_{Cond} - T_{C2}) \quad (4)$$

بنابراین در حالت کلی

$$\dot{Q}_{max} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 \quad (5)$$

برای حالتی که $\frac{(C_{Cond} + C_a)(T_{Cond} - T_{C1})}{C_c(T_{Cond} - T_{C2})} < 1$ است،

بازده حرارتی چگالنده طبق روابط (۱) تا (۷) عبارت است از:

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{Cond} - T_{C2})}{C_c(T_{C2} - T_{C1}) + (C_{Cond} + C_a)(T_{Cond} - T_{C1})}$$

$$h_{ig} = j_i c_{p,g} \dot{m}_g (\text{Pr}_g)^{-\frac{2}{3}} \phi^r \quad (19)$$

که j_i ضریب انتقال حرارت بدون بعد ایده‌آل است که به عنوان تابعی از عدد رینولدز، زاویه برش و مقدار گام، تعیین می‌گردد. جریان سمت لوله در چگالنده عمدتاً متلاطم است و برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت سمت لوله (یا آب خنک‌کننده) می‌توان از رابطه دیتویوس-بولتر [۲۰] استفاده کرد.

۳- تحلیل انرژی و آگزرژی

در این قسمت، تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک بر اساس چگالش بخار خالص در مخلوطی از هوای نشت شده برای چگالنده پوسته-لوله‌ای نوع TEMA-E انجام گرفته است. همان‌گونه که در شکل ۱ نشان داده شده است، سیال داغ (مخلوط بخار و هوا) از یک سمت چگالنده وارد شده و از میان بفل‌ها عبور کرده و پس از طی مسیر چگالش، از سمت دیگر خارج می‌گردد. چگالش، در اثر تماس سیال داغ با دیواره‌ی سرد لوله‌ها که آب خنک‌کننده، درون آن‌ها جاری است، رخ می‌دهد. با در نظر گرفتن قانون اول ترمودینامیک برای یک حجم کنترل دلخواه از چگالنده، با فرض جریان پایا و صرف نظر کردن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، حاصل می‌شود:

$$E_{v2} + E_a - E_c + E_{cond} = 0$$

$$E_{v2} = \dot{m}_{v2}(h_{v1} - h_{v2})$$

$$E_a = \dot{m}_a(h_{a1} - h_{a2})$$

$$E_c = \dot{m}_c(h_{c2} - h_{c1})$$

$$E_{cond} = \dot{m}_{cond}(h_{v1} - h_{cond}) \quad (20)$$

هم‌چنین طبق روابط ترمودینامیکی

$$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (21)$$

با توجه به رابطه‌ی ارائه شده توسط حاصلی و همکارانش [۱]، در دسترس است:

$$h_{v1} - h_{cond} = c_{p,v}(T_{v1} - T_{cond}) + h_{fg}|_{T_{cond}} \quad (22)$$

با ترکیب روابط (۲۰) تا (۲۱)، رابطه (۲۳) بدست می‌آید:

$$\begin{aligned} &(\dot{m}_{v2}c_{p,v} + \dot{m}_ac_{p,a})(T_{h1} - T_{h2}) \\ &+ \dot{m}_{cond}c_{p,v}(T_{h1} - T_{cond}) \\ &+ \dot{m}_{cond}h_{fg}|_{T_{cond}} - \dot{m}_cc_{p,c}(T_{c2} - T_{c1}) = 0 \quad (23) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \varepsilon \dot{Q}_{max} \\ &= \varepsilon [C_c(T_{c2} - T_{c1}) + (C_{cond} + C_a)(T_{cond} - T_{c1})] \quad (11) \end{aligned}$$

با توجه به رابطه‌های (۲) و (۱۱) می‌توان بدست آورد:

$$\dot{Q} = \left(\frac{c\varepsilon}{1-\varepsilon}\right)C_c(T_{cond} - T_{c1}) \quad (12)$$

نرخ انتقال حرارت چگالنده را می‌توان بدین صورت نیز نوشت:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{Lm} = UA \frac{(T_{cond} - T_{c1}) - (T_{cond} - T_{c2})}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_{c1}}{T_{cond} - T_{c2}}\right)} \quad (13)$$

که در رابطه بالا، ΔT_{Lm} اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است و به صورت $\Delta T_{Lm} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{max}/\Delta T_{min})}$ تعریف شده است. حاصلی و همکارانش [۲]، روابطی برای محاسبه دماهای خروجی از مبدل حرارتی ارائه نموده‌اند که عبارتند از:

$$T_{c2} = T_i - (T_i - T_{c1}) \exp\left(\frac{h_{ol}\delta A}{\dot{m}_cc_{p,c}}\right) \quad (14)$$

$$T_{h2} = T_i + (T_{h1} - T_i) \exp\left(-\frac{h_g b \delta A}{\dot{m}_gc_{p,g}}\right) \quad (15)$$

که در روابط بالا، T_i دمای متوسط فصل مشترک در حجم کنترل، h_{ol} ضریب انتقال حرارت بخار بر روی دیواره لوله‌ها، δA سطح مؤثر انتقال جرم و حرارت، h_g ضریب انتقال حرارت گاز (مخلوط بخار-هوا) و b ضریب تصحیح انتقال حرارت است. پارامترهای b ، δA و \dot{m}_g به ترتیب از روابط (۱۶) تا (۱۸) بدست می‌آیند.

$$b = \frac{(N_i c_{p,v} / h_g)}{\exp(N_i c_{p,v} / h_g) - 1} \quad (16)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_v + \dot{m}_a \quad (17)$$

$$\delta A = \frac{\dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}}{N_i} \quad (18)$$

برای تعیین ضریب انتقال حرارت گاز h_g در مبدل حرارتی پوسته-لوله‌ای با توجه به روش بل دلاور^۱، ابتدا لازم است که ضریب انتقال حرارت ایده‌آل تعیین گردد [۱۹]:

^۱ Bell Delaware

$$\psi_{c2} - \psi_{c1} = c_{p,c} \left[(T_{c2} - T_{c1}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right) \right] \quad (30)$$

با فرض اینکه دمای بخار و هوا، در هنگام ورود و خروج از حجم کنترل یکسان باشد، به طوریکه $T_{v1} = T_{a1} = T_{h1}$ و $T_{v2} = T_{a2} = T_{h2}$ می‌توان رابطه (۲۶) را به صورت زیر نشان داد:

$$T_0 \dot{S}_{gen} = \sum_{i=1}^5 \dot{E}_{d,i}$$

$$\dot{E}_{d1} = (\dot{m}_{v2} c_{p,v} + \dot{m}_a c_{p,a}) \left[(T_{h1} - T_{h2}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{h1}}{T_{h2}} \right) \right]$$

$$\dot{E}_{d2} = -T_0 \left[\dot{m}_{v2} R_v \ln \left(\frac{P_{v2}}{P_{v1}} \right) + \dot{m}_a R_a \ln \left(\frac{P_{a2}}{P_{a1}} \right) \right]$$

$$\dot{E}_{d3} = \dot{m}_{Cond} c_{p,v} \left[(T_{h1} - T_{Cond}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{h1}}{T_{Cond}} \right) \right]$$

$$\dot{E}_{d4} = \dot{m}_{Cond} (h_{fg} |_{T_{Cond}} - T_0 s_{fg} |_{T_{Cond}})$$

$$\dot{E}_{d5} = -C_C \left[(T_{C2} - T_{C1}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{C2}}{T_{C1}} \right) \right] \quad (31)$$

که R ثابت گاز، P فشار و \dot{S}_{gen} نرخ تولید آنتروپی است و باید توجه شود که h_{fg} و s_{fg} به دمای اشباع بستگی دارند.

۴- روش بهینه‌سازی

برای تعیین شرایط کارکرد چگالنده در حضور گازهای غیر قابل چگالش، با توجه به محدوده متغیرهای تصمیم‌گیری و برای دستیابی به مقدار ماکزیمم تابع هدف ترمو-اقتصادی از روش‌های بهینه‌سازی استفاده شده است.

۴-۱- تابع هدف ترمو-اقتصادی

در این قسمت، یک تابع هدف به منظور بهینه‌سازی نرخ انتقال حرارت واقعی بر واحد هزینه کل در نظر گرفته می‌شود. برای این منظور از رابطه‌ای که توسط بحری ستهین و همکارانش [۱۸] ارائه شده، استفاده می‌شود. هزینه‌های کل شامل هزینه‌های ناشی از افت انرژی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری می‌شوند و تابع بهینه‌سازی، به صورت زیر تعریف می‌گردد:

موازنه نرخ انرژی در حالت پایا برای یک حجم کنترل، به صورت رابطه (۲۴) ارائه می‌گردد [۱]:

$$\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_1 \dot{m}_1 \psi_1 - \sum_2 \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{E}_d = 0 \quad (24)$$

که \dot{Q}_j نرخ انتقال حرارت در مرز حجم کنترل در دمای آنی T_j ، \dot{W}_{cv} نرخ کار صورت گرفته و \dot{m} نرخ انتقال جرم است که اندیس‌های ۱ و ۲ به ترتیب به ورودی و خروجی حجم کنترل اشاره دارند. در رابطه‌ی بالا، \dot{E}_d انرژی از دست رفته به دلیل بازگشت ناپذیری در داخل حجم کنترل است. در ترمودینامیک، انرژی جریانی مخصوص ψ به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (25)$$

در رابطه بالا، h و s به ترتیب آنتالپی و آنتروپی سیستم و h_0 و s_0 به ترتیب آنتالپی و آنتروپی سیستم در شرایطی هستند که سیستم به صورت آیزنتروپیک به حالت مرده رسیده است. T_0 نیز به دمای حالت مرده (دمای محیط) اشاره می‌کند. با بهره‌گیری از بقای جرم بخار و با صرف نظر کردن از افت انرژی جنبشی و پتانسیل و با توجه به اینکه $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$ و $\dot{m}_{c1} = \dot{m}_{c2} = \dot{m}_c$ می‌گردد:

$$\dot{m}_{v2} (\psi_{v1} - \psi_{v2}) + \dot{m}_a (\psi_{a1} - \psi_{a2}) - \dot{m}_c (\psi_{c2} - \psi_{c1}) + \dot{m}_{Cond} (\psi_{v1} - \psi_{Cond}) = \dot{E}_d \quad (26)$$

تغییر انرژی برای جریان بخار، هوا و آب خنک‌کننده از روابط (۳۰) تا (۳۳) بدست می‌آید:

$$\psi_{v1} - \psi_{v2} = c_{p,v} \left[(T_{v1} - T_{v2}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{v1}}{T_{v2}} \right) \right] + Y_1$$

$$Y_1 = T_0 R_v \ln \left(\frac{P_{v1}}{P_{v2}} \right) \quad (27)$$

$$\psi_{a1} - \psi_{a2} = c_{p,a} \left[(T_{a1} - T_{a2}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{a1}}{T_{a2}} \right) \right] + Y_2$$

$$Y_2 = T_0 R_a \ln \left(\frac{P_{a1}}{P_{a2}} \right) \quad (28)$$

$$\psi_{v1} - \psi_{Cond} = c_{p,v} \left[(T_{v1} - T_{Cond}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{v1}}{T_{Cond}} \right) \right] + Y_3$$

$$Y_3 = h_{fg} |_{T_{Cond}} - T_0 s_{fg} |_{T_{Cond}} \quad (29)$$

۴-۲- روش بهینه‌سازی با استفاده از مشتق‌گیری

در شرایط مختلف عملکرد چگالنده، تابع هدف به ازای یک مقدار خاص از ε و NTU ، ماکسیمم می‌گردد؛ بنابراین برای یافتن رابطه‌ی تابع هدف ماکسیمم می‌توان از تابع هدف نسبت به ε مشتق گرفت و برابر با صفر قرار داد و مقدار بازده حرارتی بهینه ε^* که در آن تابع هدف ماکسیمم می‌شود را یافت. با انجام این کار و ساده‌سازی بدست می‌آید:

$$b_4 + b_5 = 0$$

$$b_4 = \frac{\dot{E}_d + \left(\frac{1-f}{f}\right) \frac{1}{U} \ln\left(\frac{1-\varepsilon}{1-\varepsilon(1+c)}\right)}{1-\varepsilon}$$

$$b_5 = -\varepsilon \left(\frac{T_0 c}{(1-\varepsilon)^2} (a_1 - a_2) + a_3 \right) \quad (37)$$

به طوری که

$$a_1 = \frac{1}{\left(\frac{c\varepsilon}{1-\varepsilon}\right) + \left(\frac{T_{C1}}{T_{Cond} - T_{C1}}\right)}$$

$$a_2 = \frac{T_{Cond} - T_{C1}}{T_{h1} - \frac{1}{C_{v2} + C_a} a_4}$$

$$a_3 = \left(\frac{1-f}{f}\right) \frac{1}{U} \frac{c}{(1-\varepsilon)[1-\varepsilon(1+c)]}$$

$$a_4 = C_c \left(\frac{c\varepsilon}{1-\varepsilon}\right) (T_{Cond} - T_{C1}) + a_5$$

$$a_5 = -\dot{m}_{Cond} h_{fg} - C_{Cond} (T_{h1} - T_{Cond})$$

بنابراین، راندمان بهینه‌ی چگالنده در شرایط هدف ترمو-اقتصادی بیشینه (ε^*) با حل عددی معادله (۳۷) بدست خواهد آمد. در نهایت می‌توان ماکسیمم تابع هدف ترمو-اقتصادی بی‌بعد را با جای‌گذاری ε^* در رابطه (۳۶) به صورت زیر بدست آورد:

$$\bar{F}_{max} = \frac{\left(\frac{c\varepsilon^*}{1-\varepsilon^*}\right) C_c (T_{Cond} - T_{C1})}{\dot{E}_{d,m} + \left(\frac{1-f}{f}\right) \frac{C_c}{U} \ln\left(\frac{1-\varepsilon^*}{1-\varepsilon^*(1+c)}\right)} \quad (38)$$

که $\dot{E}_{d,m}$ از رابطه (۳۱) در شرایط بهینه ترمو-اقتصادی بدست می‌آید.

هم‌چنین با بدست آوردن بازده حرارتی بهینه چگالنده می‌توان رابطه‌ای برای NTU در حالت بهینه (شرایط تابع

$$F = \frac{\dot{Q}}{C_{LE} + C_I} \quad (32)$$

در رابطه بالا، C_I و C_{LE} به ترتیب به هزینه‌های ناشی از افت انرژی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری اشاره می‌کنند. هزینه افت انرژی چگالنده، متناسب با نرخ تولید آنتروپی فرض می‌شود و می‌تواند بدین صورت تعیین شود:

$$C_{LE} = a\dot{E}_d = aT_0\dot{S}_{gen} \quad (33)$$

که ضریب a برابر با هزینه‌ی ساعات عملیات سالانه بر واحد ارزش پولی افت انرژی است و بعد آن $ncu/(year \cdot W)$ است. هزینه سرمایه‌گذاری چگالنده، متناسب با ابعاد آن فرض می‌شود و ابعاد چگالنده می‌تواند متناسب با سطح کلی انتقال حرارت در نظر گرفته شود. بنابراین هزینه سرمایه‌گذاری سالانه سیستم می‌تواند به این صورت داده شود:

$$C_I = bA \quad (34)$$

که b ضریب تناسبی هزینه سرمایه‌گذاری است و هزینه سرمایه‌گذاری سالانه بر واحد سطح انتقال حرارت را معین می‌کند و بعد آن $ncu/(year \cdot m^2)$ است.

با جای‌گذاری روابط (۳۳) و (۳۴) در رابطه (۳۲) بدست می‌آید:

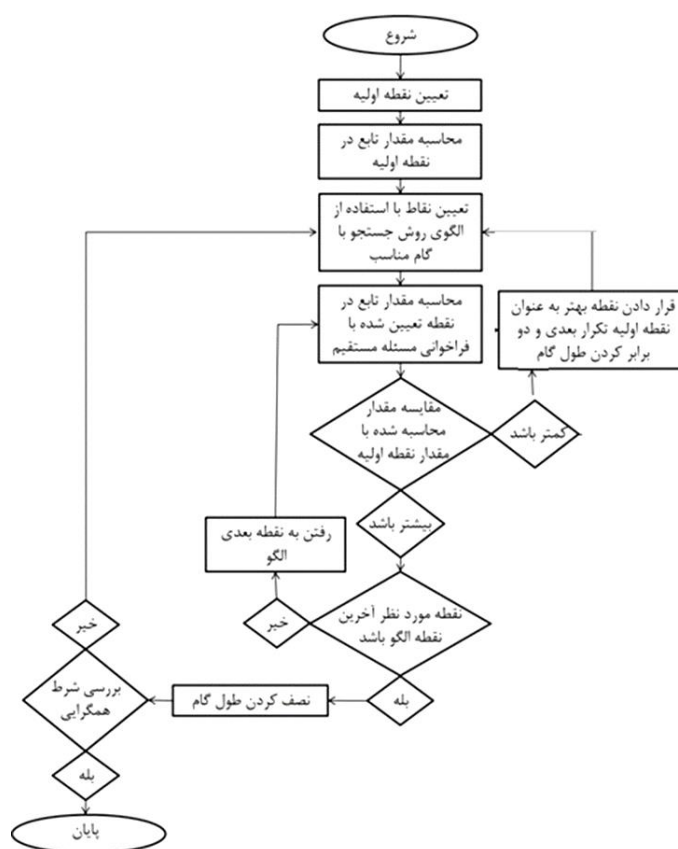
$$F = \frac{\dot{Q}}{a\dot{E}_d + bA} \quad (35)$$

با داشتن نرخ انتقال حرارت از رابطه (۱۲) و ترکیب روابط (۱۲)، (۱۳) و (۳۵) تابع هدف بدون بعد به صورت زیر حاصل می‌گردد:

$$\bar{F} = aF = \frac{\left(\frac{c\varepsilon}{1-\varepsilon}\right) C_c (T_{Cond} - T_{C1})}{\dot{E}_d + \left(\frac{1-f}{f}\right) \frac{C_c}{U} \ln\left(\frac{1-\varepsilon}{1-\varepsilon(1+c)}\right)} \quad (36)$$

که f پارامتر هزینه افت انرژی نسبی است و به صورت $f = \frac{a}{a+b}$ تعریف گردیده است.

در حقیقت تابع f یک ابزاری برای ارزیابی اقتصادی مبدل حرارتی است. بهینه‌سازی این تابع بیانگر اهمیت دستیابی به یک نرخ انتقال حرارت با کاهش هزینه اتلافات (هزینه سرمایه‌گذاری و اتلافات انرژی) است.



شکل ۳- مراحل جست و جوی الگوریتم الگویی

جهت منفی نیز تکرار می‌کند. در این روش، به محض آنکه در هر گام، نقطه‌ای با مقدار خطای کمتر پیدا شود، جستجو در آن تکرار متوقف شده و آن نقطه به عنوان نقطه‌ی اولیه برای شروع تکرار بعدی در نظر گرفته می‌شود. اگر در هر تکرار، نقطه‌ی بهتری پیدا شود، طول گام‌ها دو برابر می‌شود؛ اما در غیر اینصورت (تمام جهات افزایش و کاهش متغیرها به مقدار خطای کمتری منجر نشود) طول گام‌ها به نصف کاهش می‌یابد. در روش جستجوی الگویی همچنین می‌توان در هر مرحله که نقطه‌ی بهتری یافت می‌شود، طول گام را با نسبتی بزرگتر یا کوچکتر از دو برابر تغییر داد؛ همین روند را می‌توان برای حالتی که نقطه بهتری یافت نمی‌شود، طول گام را با نسبتی به غیر از نصف کردن کاهش داد. در این پژوهش از همان نسبت‌های معمول ۲ و ۰/۵ استفاده شده است. ۰، مراحل الگوریتم جستجوی الگویی را نشان می‌دهد. نکته قابل توجهی که در روش جستجوی الگویی وجود دارد این است که این روش در پیدا کردن محدوده‌ی مینیمم کلی،

هدف ماکسیمم) بدست آورد که با توجه به رابطه (۱۳) عبارت است از:

$$NTU^* = Ln\left(\frac{1-\varepsilon^*}{1-\varepsilon^*(1+c)}\right) \quad (39)$$

۳-۴ روش بهینه‌سازی جستجوی الگویی

روشی که برای پیدا کردن مینیمم کلی مسأله‌های غیر همگون توسط بهینه‌سازها پیشنهاد شده است، استفاده از روش جستجوی الگویی^۱ [۲۱] است. در نوع خاصی از این روش که در این پژوهش استفاده شده است، روش بهینه‌سازی با توجه به مرزهای در نظر گرفته شده برای متغیرها انجام می‌پذیرد و گام‌هایی ترتیب یافته در جهت افزایش هر یک از متغیرها بر می‌دارد و سپس این کار را در

^۱ Pattern Search (PSO)

جدول ۱- شرایط ورودی و مشخصات هندسی چگالنده مورد

مطالعه [۲۳]

پارامتر	واحد	مقدار
طول فاصله‌بندی بفل خارجی	(mm)	۳۰۲
طول فاصله‌بندی بفل مرکزی	(mm)	۳۰۰
تعداد کل لوله‌ها	-	۱۹۶
دمای ورودی مخلوط بخار آب-هوا	(°C)	۱۲۵
دبی جرمی بخار ورودی	(kg/hr)	۳۶۰۰
دبی جرمی هوای ورودی	(kg/hr)	۳۳۰
دمای ورودی آب خنک‌کننده	(°C)	۱۰/۵
دبی جرمی آب خنک‌کننده	(kg/hr)	۲۲۵۰۰۰
فشار کلی چگالنده	(atm)	۰/۱۸۲
قطر داخلی پوسته	(mm)	۴۳۸/۲
قطر خارجی لوله	(mm)	۱۹۰/۵
قطر داخلی لوله	(mm)	۱۴/۹
گام لوله	(mm)	۲۵/۴
طول لوله	(mm)	۲۴۳۸
زاویه‌ی برش	(deg)	۳۰
هدایت حرارتی لوله	(W/mK)	۳۸
فاصله‌بندی بفل	(%DS)	۳۵/۵
طول فاصله‌بندی بفل داخلی	(mm)	۳۰۲
قطر داخلی پوسته	(mm)	۴۳۸/۲

مقادیر ورودی را برای جریان مخلوط بخار آب-هوا و سیال سرد ارائه می‌دهد. نتایج حاصل از مدل‌سازی با نتایج تجربی مرجع [۲۳] مقایسه و در جدول ۲ ارائه شده است. بین نتایج در حدود ۰/۶۹٪-۱۰/۳٪ اختلاف وجود دارد که این منشا اختلاف به استفاده از روابط تجربی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی چگالش و ثابت در نظر گرفتن خواص حرارتی بر می‌گردد. همچنین نتایج مرجعی که برای مقایسه انتخاب شده به صورت آزمایشگاهی و تجهیزات نیز دارای خطایی بین ۰/۵٪-۱۰٪ هستند. جدول ۲ نشان دهنده تطابق خوب بین نتایج حاصل از مدل‌سازی کار حاضر با نتایج تجربی مرجع [۲۳] است.

ابزار بسیار توانمندی است اما این روش نمی‌تواند رابطه‌ای تحلیلی برای تابع هدف ماکزیمم بر حسب متغیرهای طراحی ارائه کند.

۴-۴- روش بهینه‌سازی فرا ابتکاری مورچه‌خوار^۱

الگوریتم بهینه‌سازی مورچه‌خوار (ALO)، یک الگوریتم فرا ابتکاری قدرتمند و هوشمند با الهام از مورچه‌خوار واقعی در طبیعت است. مورچه‌خوار، نوعی حشره از راسته‌ی بال توری‌ها هستند. مورچه‌خوار با تکنیکی عجیب، مورچه‌ها را شکار کرده و از آنها تغذیه می‌کند. الگوریتم فرا اکتشافی ALO از تعامل میان مورچه‌خوار و مورچه در شکار الهام گرفته است. این الگوریتم نیز به مانند الگوریتم فرا اکتشافی ژنتیک، یک الگوریتم مبتنی بر جمعیت است. بنابراین در هر مرحله از اجرای الگوریتم، یک مجموعه جواب کاندید بدست می‌آید. الگوریتم ALO، یک جمعیت اولیه از مورچه‌ها را در اولین مرحله تولید می‌کند؛ یعنی یک مجموعه راه حل تصادفی به منظور حل مسئله ایجاد می‌شود. در مرحله دوم، تعیین می‌کند که مقادیری که به موقعیت مورچه داده شده، صحیح است یا خیر. در مرحله‌ی سوم که مهم‌ترین بخش الگوریتم ALO است، محاسبه‌ی تابع برازندگی مورچه انجام می‌شود. تابع برازندگی یا شایستگی یک مورچه، نشان می‌دهد که این راه حل تا چه مقداری بهینه بوده است. الگوریتم ALO از عکس‌العمل مورچه‌های در تله افتاده توسط مورچه‌خوار بهره می‌برد. می‌توان برای دریافت جزئیات بیشتر به مرجع [۲۲] مراجعه نمود. کد نویسی هر سه روش ذکر شده در نرم افزار متلب^۲ انجام شده است.

۵- نتایج و بحث

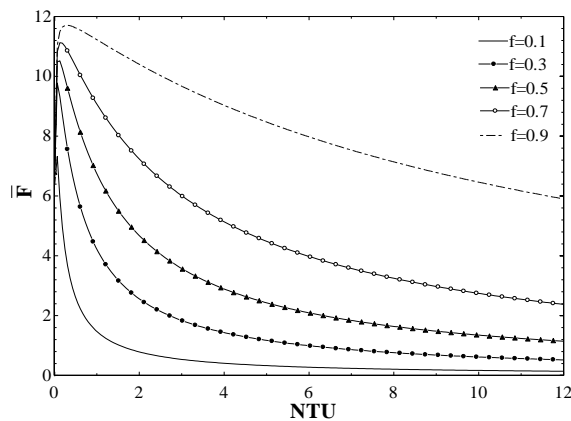
در این مطالعه، به بررسی یک چگالنده پوسته-لوله‌ای نوع TEMA-E با یک گذر پوسته و یک گذر لوله، به منظور بهینه‌سازی عملکرد و تعیین پارامترهای طراحی بهینه بر اساس تابع هدف ترمو-اقتصادی پرداخته شده است. مدل‌سازی حرارتی، ترمودینامیکی و اقتصادی نیز برای این چگالنده ارائه گردیده است. جدول ۱ ابعاد هندسی چگالنده و

^۱ The Ant Lion Optimizer (ALO)

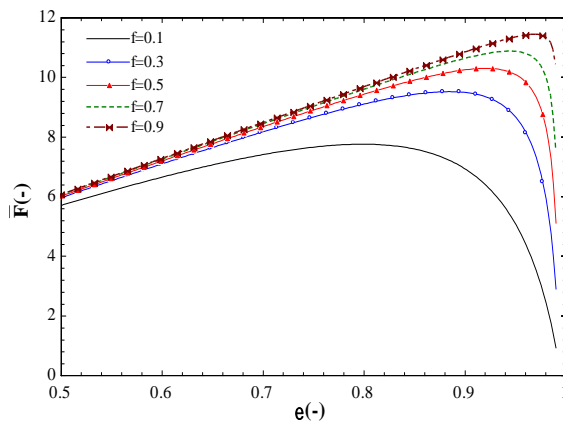
^۲ MATLAB

جدول ۲- مقایسه شرایط خروجی پیش‌بینی شده با مرجع [۲۳]

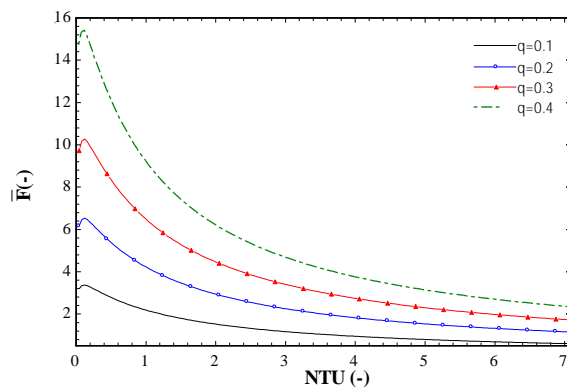
درصد اختلاف (%)	پیش‌بینی شده	[۲۳]	واحد	شرایط خروجی
۴/۱	۲۸/۲۱	۲۹/۳	(°C)	دمای خروجی مخلوط بخار آب-هوا
۰/۶۹۸	۱۹/۹۱	۲۰/۰۵	(°C)	دمای خروجی آب خنک‌کننده
۱۰/۲۹	۳۰/۵	۳۴	(kg/hr)	دبی جرمی بخار خروجی



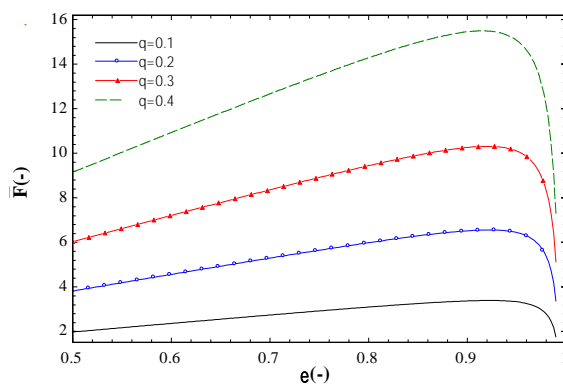
شکل ۵- تابع هدف بر حسب تعداد واحد انتقال حرارت به ازای مقادیر مختلف پارامتر بی‌بعد هزینه f



شکل ۶- تابع هدف بر حسب بازده چگالنده به ازای مقادیر مختلف پارامتر بی‌بعد هزینه f



شکل ۷- تابع هدف بر حسب NTU به ازای مقادیر مختلف پارامتر نسبت دمای بی‌بعد θ



شکل ۸- تابع هدف بر حسب بازده حرارتی چگالنده به ازای مقادیر مختلف پارامتر نسبت دمای بی‌بعد θ

و ۵ دیده می‌شود که با افزایش ضریب بی‌بعد هزینه (f)، مقدار تابع هدف بر حسب بازده چگالنده و تعداد واحد انتقال حرارت افزایش یافته است. علت این رفتار، بخاطر آن است که با توجه به رابطه (۳۹) تابع هدف با ضریب بی‌بعد هزینه رابطه مستقیم دارد.

در شکل‌های ۴ تا ۹، تابع هدف ترمو اقتصادی \bar{F} که در رابطه (۳۹) داده شده، نسبت به بازده میدل حرارتی (ε) و تعداد واحدهای انتقال حرارت (NTU) برای مقادیر مختلف پارامتر هزینه افت آگزرژی (f)، نسبت دما (θ) و نسبت ظرفیت‌های گرمایی (c) رسم گردیده است. در شکل‌های ۴

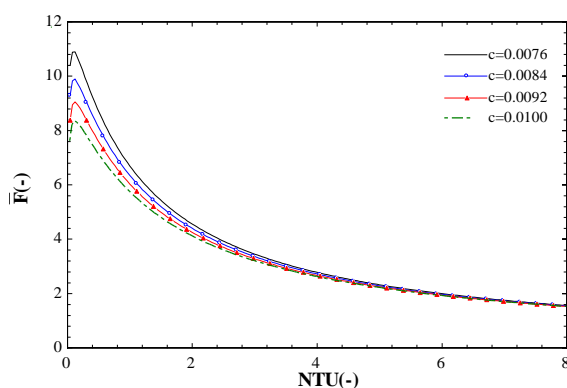
بخار-هوا زیاد نیست. از طرف دیگر، افزایش اختلاف دما باعث افزایش بازگشت‌ناپذیری و در نتیجه، منجر به کاهش تابع هدف ترمو-اقتصادی می‌شود. هنگامی که ظرفیت گرمایی هوا در جریان مخلوط بخار-هوا افزایش می‌یابد، باعث کاهش نرخ چگالش بخار، کاهش انتقال حرارت ماکزیمم و کاهش تولید آنتروپی می‌گردد؛ اما باید توجه داشت که طبق روابط به دست آمده، ترم غالب در تولید آنتروپی در این مطالعه، بخاطر تبادل حرارت بین سیال تحت چگالش و سیال سرد است. بنابراین در تابع هدف ترمو-اقتصادی تعریف شده، کاهش انتقال حرارت بر کاهش آنتروپی، غالب بوده و تابع هدف کاهش می‌یابد.

در شکل‌های ۴ تا ۹ دیده می‌شود که در شرایط مختلف عملکرد مبدل حرارتی و مقادیر مشخص f ، θ و c ، تابع هدف به ازای یک مقدار خاص از ε و NTU ، ماکسیمم می‌گردد. بنابراین همان‌گونه که در روش بهینه‌سازی با استفاده از مشتق‌گیری توضیح داده شد، برای یافتن رابطه‌ی تابع هدف ماکسیمم، از تابع هدف نسبت به ε مشتق گرفته و برابر با صفر قرار داده شد و به این ترتیب، مقدار بازده حرارتی بهینه ε^* که در آن تابع هدف ماکسیمم می‌گردد، قابل تعیین است. در نمودارهای $\bar{F}-\varepsilon$ و $\bar{F}-NTU$ که به ترتیب در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نشان داده شده‌اند، مشاهده می‌گردد که با افزایش دمای محیط پیرامون، تابع هدف ترمو-اقتصادی کاهش خواهد یافت و اتلافات انرژی با تغییرات دمای محیط رابطه مستقیم دارد و با افزایش دما، اتلافات انرژی افزایش می‌یابد و برای یک نرخ انتقال حرارت ثابت تابع هدف کاهش می‌یابد. پس از دستیابی به روابطی تحلیلی

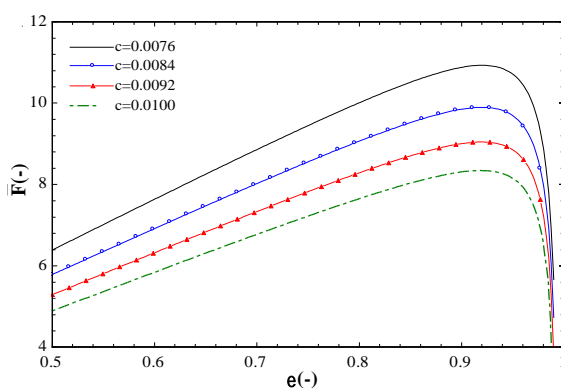
در شکل‌های ۴ و ۵ دیده می‌شود که با افزایش ضریب بی‌بعد هزینه (f)، مقدار تابع هدف بر حسب بازده چکانده و تعداد واحد انتقال حرارت افزایش یافته است. علت این رفتار، بخاطر آن است که با توجه به رابطه (۳۹) تابع هدف با ضریب بی‌بعد هزینه رابطه مستقیم دارد و افزایش این ضریب منجر به افزایش هزینه سرمایه‌گذاری و اتلافات انرژی برای یک نرخ انتقال حرارت ثابت می‌شود.

در شکل‌های ۶ و ۷ مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت دمای بی‌بعد (θ)، مقدار تابع هدف بر حسب بازده چکانده و تعداد واحد انتقال حرارت، افزایش یافته است. با افزایش نسبت دمای بی‌بعد، نرخ چگالش و نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد. با افزایش نرخ چگالش، مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی نیز افزایش می‌یابد. افزایش نسبت دمای بی‌بعد سبب افزایش نرخ انتقال حرارت ماکزیمم بین پوسته و لوله می‌شود. در تابع هدف، افزایش انتقال حرارت به دلیل افزایش نسبت دمای بی‌بعد، غالب است، بنابراین سبب افزایش تابع هدف می‌گردد.

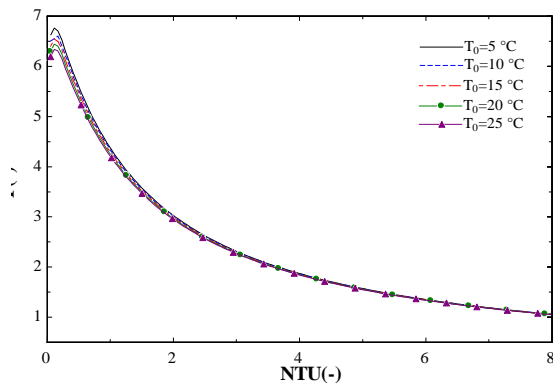
در شکل‌های ۸ و ۹ دیده می‌شود که با افزایش نسبت ظرفیت گرمایی بی‌بعد، مقدار تابع هدف بر حسب بازده چکانده و تعداد واحد انتقال حرارت کاهش یافته است. هنگامی که ظرفیت گرمایی سیال سرد کاهش می‌یابد، اختلاف انرژی بین جریان مخلوط بخار-هوا و جریان سیال سرد بالا می‌رود. با توجه به بقای انرژی در سمت لوله، کاهش ظرفیت گرمایی سیال سرد، باعث ایجاد گرادیان دمای بالاتر در این جریان می‌گردد که منجر به افزایش آنتالپی آب سرد می‌شود. اما افزایش آنتالپی آب سرد در مقابل آنتالپی مخلوط



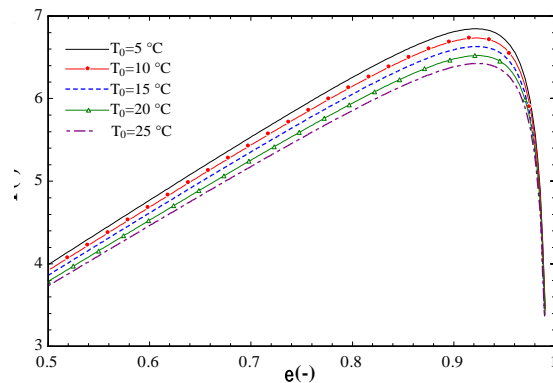
شکل ۹- تابع هدف بر حسب NTU به ازای مقادیر مختلف پارامتر نسبت ظرفیت گرمایی c



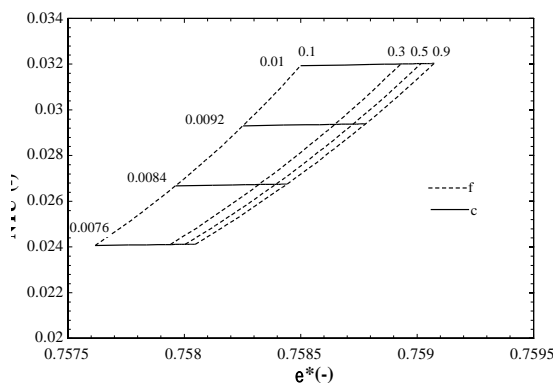
شکل ۸- تابع هدف بر حسب بازده حرارتی چکانده به ازای مقادیر مختلف پارامتر نسبت ظرفیت گرمایی c



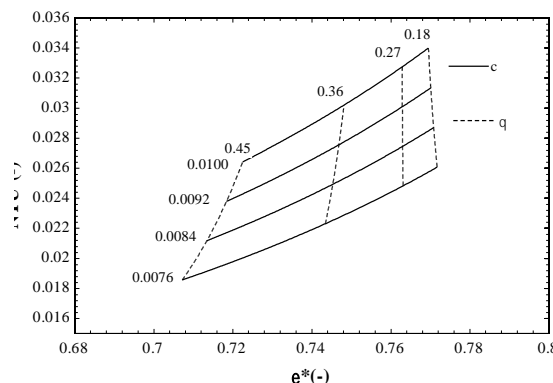
شکل ۱۱- تابع هدف بر حسب NTU به ازای مقادیر مختلف دمای محیط



شکل ۱۰- تابع هدف بر حسب بازده حرارتی چگالنده به ازای مقادیر مختلف دمای محیط



شکل ۱۳- تابع NTU بهینه بر حسب بازده حرارتی بهینه چگالنده به ازای تغییرات پارامترهای c و f ($\theta = 0.3$)



شکل ۱۲- تابع NTU بهینه بر حسب بازده حرارتی بهینه چگالنده به ازای تغییرات پارامترهای c و θ ($f = 0.5$)

بهینه‌سازی با استفاده از مشتق‌گیری، روش مؤثری برای تعریف پارامترهای طراحی و عملکرد بهینه با در نظر گرفتن همزمان نرخ انتقال حرارت، هزینه‌های سرمایه‌گذاری و افت انرژی در شرایط متفاوت چگالنده است.

در این روش، روابطی برای تابع هدف بیشینه و تعداد واحد انتقال حرارت در حالت بهینه ارائه می‌گردد. اما قادر به تعیین یک شرایط عملکرد خاص برای دستیابی به بیشینه تابع هدف ترمواقتصادی نیست؛ بنابراین برای دستیابی به این هدف، از روش بهینه‌سازی جستجوی الگویی و روش بهینه‌سازی فرا ابتکاری ALO برای یافتن مقدار ماکزیمم تابع هدف بر حسب متغیرهای f ، θ و c استفاده شده است. محدوده متغیرهای طراحی در جدول ۳

برای محاسبه مقدار ماکزیمم تابع هدف ترمو-اقتصادی، بازده بهینه چگالنده و تعداد واحد انتقال حرارت در هر شرایط عملکرد مبدل، لازم است که تغییرات آنها بر حسب سایر پارامترهای طراحی بررسی گردد.

در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ اثرات f ، θ و c بر روی بازده بهینه چگالنده (ε^*) و تعداد واحدهای انتقال حرارت بهینه (NTU^*) در وضعیت تابع هدف بیشینه، نشان داده شده است. همان‌گونه که از نمودارها مشخص است، بازده بهینه چگالنده (ε^*) با افزایش f و c افزایش می‌یابد و با افزایش θ کاهش می‌یابد. تعداد واحدهای انتقال حرارت بهینه (NTU^*) نیز با افزایش c افزایش، با افزایش θ کاهش و در مقابل افزایش f به مقدار ناچیزی افزایش می‌یابد. روش

و ممکن است با تغییر حدس اولیه، مقادیر بهینه متغیرهای طراحی به میزان اندکی تغییر کند.

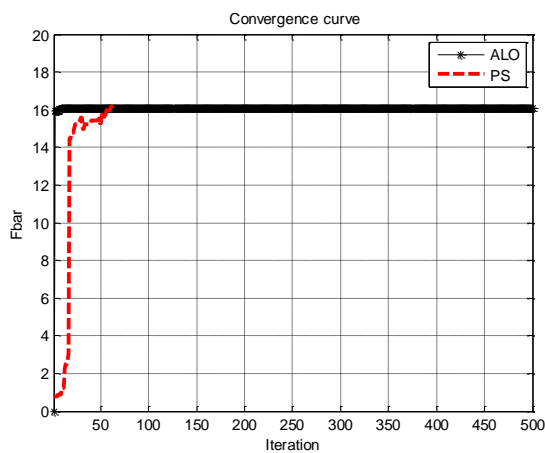
۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، نوع جدیدی از روش بهینه‌سازی ترمو-اقتصادی برای مبدل حرارتی تک گذره با جریان مخالف با استفاده از روش مشتق‌گیری، روش جستجویی الگویی و روش بهینه‌سازی فراابتکاری ALO ارائه شده است. در مدل در نظر گرفته شده، تحلیل انرژی چگالش بخار خالص در

ارائه گردیده است. محدوده متغیر بازده حرارتی و نسبت ظرفیت گرمایی بر اساس کاربردهای صنعتی و با توجه مرجع [۲۳] انتخاب شده است. روش ALO، نیازی به مقادیر اولیه برای بهینه‌سازی ندارد و در این بررسی، تعداد جمعیت اولیه ۲۰۰ در نظر گرفته شده است. تاریخچه همگرایی هر دو روش بهینه‌سازی در شکل ۱۴ نشان داده شده و معیار همگرایی 10^{-6} در نظر گرفته شده است. مقادیر بهینه‌ی متغیرهای طراحی در جدول ۴ و همچنین نتایج حاصل از روش بهینه‌سازی ALO با استفاده از حدود متغیرها در جدول ۵ ارائه گردیده است. دیده می‌شود که مقادیر بهینه‌ی متغیرهای طراحی حاصل از دو روش بهینه‌سازی، اندکی با یکدیگر متفاوت است (جدول ۴)؛ که این تفاوت به نوع روش بهینه‌سازی و عملگرهای درونی آن بستگی دارد و روش بهینه‌سازی ALO نسبت به روش جستجوی الگویی، سریعتر است. مشاهده می‌شود که با بیشینه شدن تابع هدف، ضریب عملکرد نیز افزایش یافته است و مقدار بیشینه تابع هدف با استفاده از این روش ۱۶/۰۸ است. نتایج حاصل از بهینه‌سازی با روش جستجوی الگویی نیز در مقایسه با مقادیر اولیه، تفاوت قابل توجهی دارند و مقدار بیشینه تابع هدف با استفاده از این روش ۱۶/۰۷ است. بر خلاف روش‌های کلاسیک، روش‌های جستجوی خود را به صورت تصادفی عمل می‌کنند و جستجوی الگوریتم‌های ابتکاری، تنها از تابع برازندگی برای هدایت فرآیند جستجو استفاده می‌شود. مقادیر تابع هدف، بازگشت‌ناپذیری، تابع هزینه و انتقال حرارت در حالت بهینه حاصل از دو روش در جدول ۵ نشان داده شده و نتایج تقریباً یکسان است. البته باید به این موضوع تاکید شود که روش جستجوی الگویی به مقادیر اولیه وابستگی اندکی دارد

جدول ۳- حدود متغیرهای طراحی

مغییرهای بی بعد طراحی	کران پایین	کران بالا
f	۰/۱	۰/۹
θ	۰/۱۸	۰/۴۵
c	۰/۰۰۷۶	۰/۰۱۰۰
ε	۰/۵	۰/۹۹



شکل ۱۴- تاریخچه همگرایی روش‌های بهینه‌سازی

جدول ۴- مقادیر بهینه متغیرهای طراحی بی بعد

روش بهینه‌سازی	مقدار	ε	φ	f	μ
ALO	بهینه	۰/۹۷۰۵۹۵	۰/۳۳۰۱۱۶	۰/۱۰۰۰۱۴	۰/۰۰۵۹
PS	بهینه	۰/۹۷۰۵۹۵	۰/۲	۰/۹	۰/۰۰۵۹۰۱

جدول ۵- نتایج حاصل از بهینه‌سازی با روش جستجوی الگویی و روش فرا ابتکاری ALO

روش	مقدار	$\bar{F}(-)$	$T_0 \dot{S}_{gen} (kW)$	Cost(ncu)	$\dot{Q}(kW)$
ALO	بهینه	۱۶/۰۷۹۹	۳۱۷/۴۰۶۱	۳۲۶/۰۴۴۱	۵۲۴۲/۷۶۷
	بهینه	۱۶/۰۸۲۶	۳۱۷/۴۰۳۵	۳۲۵/۹۸۸۶	۵۲۴۲/۷۵
PS	اولیه	۰/۶۲۶۸	۳۳۲/۱۷۳۶	۵۶۳۴/۲۳۸	۲۰۸/۳۶۴

می‌گردد. در نهایت کاهش انتقال حرارت بر کاهش آنتروپی، غالب بوده و تابع هدف کاهش می‌یابد. با افزایش تعداد واحدهای انتقال حرارت و بازده مبدل حرارتی، تابع هدف ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. بنا براین با استفاده از روش مشتق‌گیری، رابطه تحلیلی برای محاسبه‌ی مقدار ماکزیمم تابع هدف براساس ضریب عملکرد بهینه در شرایط مختلف مبدل حرارتی ارائه شد. بازده بهینه چگالنده (ε^*) با افزایش ضریب هزینه بی بعد و نسبت ظرفیت گرمایی، افزایش و با افزایش مقادیر θ ، کاهش می‌یابد. مقادیر بهینه متغیرهای طراحی در بهینه‌سازی با روش جستجوی الگویی و روش بهینه‌سازی فراابتکاری ALO، به طور نسبی در حدود 0-13% باهم تفاوت دارند؛ که علت آن به نوع پویا در فضای جستجو باز می‌گردد. با توجه به تابع هدف ترمو-اقتصادی تعریف شده، دیده می‌شود که نتایج حاصل از بهینه‌سازی با استفاده از هر دو روش تقریباً یکسان و مقدار تابع هدف ۱۶/۰۸ است. همچنین روش بهینه‌سازی ALO نسبت به روش جستجوی الگویی، سریعتر است.

۷- فهرست علائم

علائم انگلیسی

سطح انتقال حرارت، m^2	A
هزینه‌ی ساعات عملیات سالانه بر واحد ارزش پولی افت انرژی، $ncu/(year \cdot W)$	a
ضریب تصحیح انتقال حرارت، $ncu/(year \cdot m^2)$	b
ظرفیت حرارتی، kJ/K	C

مخلوطی از یک گاز غیر قابل کندانس انجام گرفته و یک تابع هدف تعریف گردیده است که این تابع هدف بهینه‌سازی به عنوان یک ابزار برای ارزیابی اقتصادی مبدل حرارتی به کار می‌رود و به صورت نسبت نرخ انتقال حرارت به هزینه اتلافات انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری بیان شده است. در این مطالعه، اثرات پارامترهای اقتصادی، پارامتر هزینه افت انرژی، نسبت ظرفیت‌های گرمایی، نسبت دماهای ورودی و ضریب عملکرد حرارتی برای حالت $(C_{Cond} + C_a)(T_{Cond} - T_{C1}) < C_c(T_{Cond} - T_{C2})$ بررسی شده و مقادیر بهینه‌ی پارامترهای طراحی، مشخص گردیده است تا تابع هدف، ماکزیمم گردد. هر چه مقدار تابع هدف بالاتر باشد، نرخ انتقال حرارت بالاتر و همچنین هزینه سرمایه‌گذاری، هزینه افت انرژی و اثرات زیست‌محیطی (به سبب افت انرژی) کمتر است و در نتیجه، مبدل حرارتی بهینه‌ای در اختیار خواهد بود. نتایج نشان می‌دهد که ترم غالب در تولید آنتروپی در این مطالعه، بخاطر تبادل حرارت بین سیال تحت چگالش و سیال سرد است. با افزایش نسبت دمای بی‌بعد (θ)، نرخ چگالش و نرخ انتقال حرارت از چگالنده افزایش می‌یابد و تابع هدف ترمو اقتصادی نیز افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت ظرفیت گرمایی بی‌بعد، اختلاف انرژی بین جریان مخلوط بخار-هوا و جریان سیال سرد بالا می‌رود. که این اختلاف باعث افزایش مقدار اتلافات انرژی و منجر به کاهش تابع هدف ترمو اقتصادی می‌شود. هنگامی که ظرفیت گرمایی هوا در جریان مخلوط بخار-هوا افزایش می‌یابد، باعث کاهش نرخ چگالش بخار، کاهش انتقال حرارت ماکزیمم و کاهش تولید آنتروپی

$(T_{C2} - T_{C1}) / (T_{Cond} - T_{C1})$ ، نسبت دمایی،	θ	نسبت ظرفیت‌های گرمایی، $(C_{Cond} + C_a) / C_c$	c
اگرزری جریانی مخصوص، kJ/kg	ψ	هزینه ناشی از سرمایه‌گذاری	C_i
ضریب تصحیح گرادیان ویسکوزیته	ϕ^r	هزینه ناشی از افت اگرزری	C_{LE}
زیرنویس		گرمای ویژه، kJ/kgK	c_p
هوا	a	اگرزری از دست رفته به سبب بازگشت‌ناپذیری، kW	\dot{E}_d
آب خنک‌کننده	C, CW	پارامتر بی‌بعد هزینه افت اگرزری، $a/(a+b)$	f
گاز (مخلوط بخار آب-هوا)	g	آنتالپی، kJ/kg	h
بخار	v	گرمای نهان چگالش، kJ/kgK	h_{fg}
بالانویس		ضریب انتقال حرارت ایده‌آل مخلوط بخار آب-هوا، kW/m^2K	h_{ig}
* شرایط بهینه ترمو-اقتصادی (در حالت تابع هدف بیشینه)		ضریب انتقال حرارت ناشی از چگالش بخار در سطح مشترک با آب خنک‌کننده، W/m^2K	h_{ol}
		ضریب انتقال حرارت بدون بعد ایده‌آل	j_i
		نرخ انتقال جرم، kg/s	\dot{m}
		نرخ چگالش بر واحد سطح، $kg/(m^2 \cdot s)$	N_i
		واحد سرمایه ملی (national currency unit)	ncu
		تعداد واحدهای انتقال حرارت	NTU
		عدد بدون بعد پرنتل	Pr
		نرخ انتقال حرارت، kW	\dot{Q}
		ثابت گاز، kJ/kgK	R
		نرخ تولید آنتروپی، kJ/sK	\dot{S}
		آنتروپی، kJ/kgK	s
		دما، $^{\circ}C$	T
		دمای متوسط سطح مشترک، $^{\circ}C$	T_i
		دمای محیط، $^{\circ}C$	T_0
		ضریب کلی انتقال حرارت، kW/m^2K	U
		علائم یونانی	
		راندمان	ε

۸- مراجع

- [1] Dincer I, Haseli Y, Naterer G (2008) Thermal effectiveness correlation for a shell and tube condenser with noncondensing gas. *J Thermophys Heat Trans* 22(3): 501-507.
- [2] Haseli Y, Dincer I, Naterer GF (2010) Exergy efficiency of two-phase flow in a shell and tube condenser. *Heat Transf Eng* 31(1): 17-24.
- [3] Abdolalipouradi M, Khalilarya S, Jafarmadar S (2019) Exergoeconomic analysis of a novel integrated transcritical CO₂ and Kalina 11 cycles from Sabalan geothermal power plant. *Energy Convers Manag* 195: 420-435.
- [4] Abdolalipouradi M, Khalilarya S, Jafarmadar S (2019) Energy and exergy analyses of various configurations for combined flash-binary cycles using Sabalan geothermal wells. *Journal of Solid and Fluid Mechanics* 9(4): 237-249.
- [5] Gupta A, Das SK (2007) Second law analysis of crossflow heat exchanger in the presence of axial dispersion in one fluid. *Energy* 32(5): 664-672.
- [6] Sahin B, Ust Y, Teke I, Erdem HH (2010) Performance analysis and optimization of heat exchangers: a new thermoeconomic approach. *Appl Therm Eng* 30(2-3):104-9.
- [7] Söylemez M. (2000) On the optimum heat exchanger sizing for heat recovery. *Energy Convers Manag* 41(13):1419-27.
- [8] Söylemez M (2003) On the thermoeconomical optimization of fin sizing for waste heat recovery. *Energy Convers Manag* 44(6): 859-866.

- comparison of STHX-DDB and STHX-SB by a multi-objective genetic algorithm. *Energies* 12(9): 1794.
- [17] Wang X, Zheng N, Liu Z, Liu W (2018) Numerical analysis and optimization study on shell-side performances of a shell and tube heat exchanger with staggered baffles. *Int J Heat Mass Transf* 124: 247-259.
- [18] Bahri S, Yasin Ust, Ismail Teke, Hasan Huseyin Erdem (2010) Performance analysis and optimization of heat exchangers: A new thermoeconomic approach. *App Ther Eng* 104-109.
- [19] Thulukkanam K (2000) Heat exchanger design handbook. CRC press.
- [20] Bergman TL, Incropera FP, DeWitt DP, Lavine AS (2011) Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons.
- [21] Audet C, Dennis Jr JE (2002) Analysis of generalized pattern searches. *SIAM J Optim* 13(3): 889-903.
- [22] Mirjalili S (2015) The ant lion optimizer. *Adv Eng Softw* 83: 80-98.
- [23] Haseli Y, Roudaki SJM (2004) A calculation method for analysis condensation of a pure vapor in the presence of a noncondensable gas on a shell and tube condenser. Heat Transfer Summer Conference.
- [9] Söylemez M (2003) On the thermoeconomical optimization of heat pipe heat exchanger HPHE for waste heat recovery. *Energy Convers Manag* 44(15): 2509-2517.
- [10] Söylemez M (2008) Optimum length of finned pipe for waste heat recovery. *Energy Convers Manag* 49(1): 96-100.
- [11] Kaushik S, Manjunath K (2014) Entropy generation and thermoeconomic analysis of the wire-and-tube condenser. *Int J Ambient Energy* 35(2): 80-93.
- [12] Genić S, Jaćimović B, Petrovic A (2018) A novel method for combined entropy generation and economic optimization of counter-current and co-current heat exchangers. *Appl Therm Eng* 136: 327-334.
- [13] Raja BD, Jhala R, Patel V (2017) Many-objective optimization of shell and tube heat exchanger. *herm. Sci Eng Prog* 2: 87-101.
- [14] Ghorbani M, Ranjbar S (2019) Optimization of compressed heat exchanger efficiency by using genetic algorithm. *Int J Appl Mech* 24(2).
- [15] Mann GW, Eckels S (2019) Multi-objective heat transfer optimization of 2D helical micro-fins using NSGA-II. *Int J Heat Mass Transf* 132: 1250-1261.
- [16] Xu Z, Guo Y, Mao H, Yang F (2019) Configuration optimization and performance