

بهینه سازی مبدل حرارتی پره صفحه ای با استفاده از الگوریتم PSO

فاطمه جدا^{۱*}، شکوفه طیبی^۲، محمدحسین اورعی غلامی^۳

^۱استادیار دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، پردیس فنی مهندسی شهید عباسپور، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران
^۲استادیار، پژوهشگاه صنعت نفت، تهران، ایران

^۳کارشناسی مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، پردیس شهید عباسپور، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران
 دریافت: ۹۳/۷/۱۷ پذیرش: ۹۴/۳/۲۷

چکیده

در کار حاضر، الگوریتمی برای بهینه سازی مبدل حرارتی پره - صفحه ای با استفاده از کمینه کردن نرخ رشد آنتروپی، هزینه کل سالیانه و ترکیبی از آن دو ارائه شد. از الگوریتم تکاملی PSO برای به دست آوردن جواب های بهینه استفاده شد. ابتدا نرخ رشد آنتروپی به تنهایی به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شد و در ادامه هزینه کل سالیانه مبدل به عنوان تابع هدف بهینه سازی انتخاب گردید. طول مبدل، فرکانس پره، تعداد لایه های عبور جریان، طول پره، ارتفاع پره و ضخامت پره متغیرهای تصمیم گیری هستند. نتایج حاکی از آن است که تابع هدف هزینه به مراتب سریع تر و بهتر از نرخ رشد آنتروپی به جواب بهینه دست می یابد. بنابراین، ترکیب نرخ رشد آنتروپی و هزینه به عنوان تابع هدف نهایی برگزیده شد. لازم به ذکر است که دستیابی به بار حرارتی مشخص به عنوان محدودیت بهینه سازی لحاظ شد.

کلمات کلیدی

مبدل حرارتی پره صفحه ای، بهینه سازی، الگوریتم PSO، هزینه کل سالیانه، نرخ رشد آنتروپی

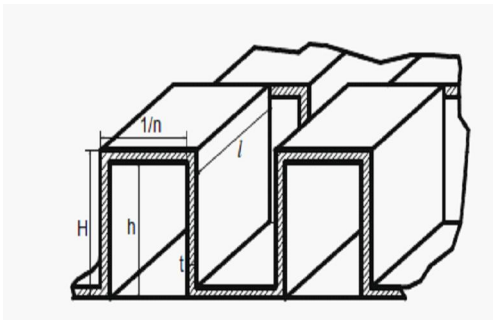
مقدمه

مبدل های حرارتی از جمله تجهیزات حرارتی می باشند که امکان انتقال حرارت مابین چندین سیال را فراهم می کنند. مبدل های پره - صفحه ای یکی از انواع مبدل های فشرده است که از چندین صفحه ای موازی (که معمولاً با عنوان صفحات جدا کننده^۲ شناخته می شوند)، همان طور که در شکل ۱ نشان داده شده است،

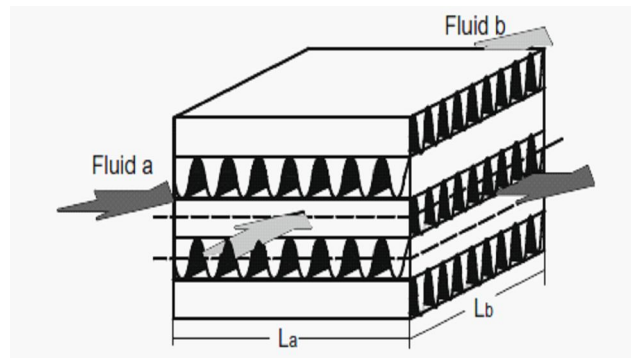
^۱ F_joda@sbu.ac.ir

^۲Separating sheet

تشکیل شده‌اند. این صفحات از طریق پره^۱هایی که می‌توانند شکل و هندسه متفاوتی داشته باشند به همدیگر متصل شده‌اند. این مسیرهای پرده‌دار، در واقع به عنوان مسیرهای عبور جریان در مبدل در نظر گرفته می‌شوند. ورقه‌هایی با ضخامت بیشتر برای مسدود کردن لبه‌های کناری مسیرهای عبور جریان^۲ انتخاب می‌شوند [۱]. از متداول‌ترین نوع پره‌هایی که در این مبدل‌ها استفاده می‌شود، می‌توان به فین‌های آفست استریپ^۳ اشاره کرد. نمایی از این نوع پره را می‌توان در شکل ۲ مشاهده کرد. این نوع پره با راندمان انتقال حرارتی و فشردگی و همینطور قابلیت اطمینان بالا در حجم بسیار بالا در مبدل‌هایی برای سیستم‌های خنک کن در هواپیما، اتومبیل‌ها و سیستم‌های خنک کاری^۴ استفاده می‌شوند. فین‌های آفست استریپ دارای کارایی بیشتری از فین‌های پینی برای انتقال حرارت می‌باشند، همچنین به لحاظ استحکام و قابلیت اطمینان در سطح بالاتری از فین‌های سوراخ‌دار قرار دارند.



شکل ۲. پره اف استریپ



شکل ۱. نمایی از یک مبدل پره صفحه‌ای جریان متداخل

فضایی که مبدل‌های پره - صفحه‌ای اشغال می‌کنند، نسبت به دیگر مبدل‌های فشرده بسیار کم‌تر است. اگر به طور سرانگشتی نسبت سطح به حجم در یک مبدل حرارتی فشرده $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ باشد، این نسبت در بسیاری از مبدل‌های پره - صفحه‌ای حدود دو الی سه مرتبه بیشتر است. قابلیت بالای انتقال حرارت در این مبدل‌ها به علت سازه و ساختار مکانیکی منحصر به فردی است که دارا هستند [۱].

پره‌ها علاوه بر آن که میزان انتقال حرارت را به طور قابل چشم‌گیری افزایش می‌دهند، باعث استحکام بدنه مبدل نیز می‌شوند. به ازای یک قطر هیدرولیکی داده شده، سطح عبور جریان و بنابراین سطوح رو در رو^۵ (AC) متناسب با نرخ ورود جریان‌ها بوده، در حالی که طول، متناسب با عدد NTU (بار حرارتی) می‌باشد.

¹Fin

²Sidebars

³Off strip

⁴HVAC

⁵Free flow area

بنابراین هر دوی این پارامترها (سطح رو در رو و طول) تعیین کننده‌ی اندازه‌ی یک مبدل فشرده می‌باشند. اگرچه این دو نوع پارامتر به شکلی متفاوت در حجم مبدل تأثیر می‌گذارند، ولی به طور غیر مستقیم به همدیگر مرتبط شده و به عنوان پارامترهای عملیاتی محسوب می‌شوند که هر دو تابعی از عدد رینولدز می‌باشند. از موارد استفاده این مبدل می‌توان به فرآیندهای زیر دمای محیط، فرآیندهای تولید مواد پتروشیمی، گاز سنتز، هوا فضا، وسایل نقلیه‌ی زمینی (اتومبیل، لکوموتیو) و فرآیندهای مرتبط با گاز طبیعی و نفت اشاره کرد [۳].

به علت کاربرد فراوان این تجهیزات در فرآیندها، مطالعات فراوانی به منظور طراحی بهینه این واحد عملیاتی تاکنون صورت گرفته است. طراحی یک مبدل پره صفحه‌ای فرایند پیچیده‌ای است و با روش‌های مبتنی بر حدس و خطا صورت می‌گیرد. در این روش‌ها، پارامترهای عملیاتی و هندسی به‌گونه‌ای انتخاب می‌شوند که اهداف مشخصی از قبیل دمای خروجی، بار حرارتی، افت فشار به مقدار مورد نظر برسند. بازده بالای حرارتی این مبدل‌ها به ازای افت فشار بالایی است که در مسیرهای فین‌دار ایجاد می‌شود. بنابراین، به‌دست آوردن رابطه‌ای بین افزایش انتقال حرارت و توان مصرفی جهت تامین افت فشار ضروری است. تحلیل‌های مبتنی بر قانون دوم ترمودینامیک برای این منظور استفاده می‌شود و می‌تواند از بهترین روش‌ها برای ارزیابی عملکرد یک مبدل پره صفحه‌ای باشد [۸].

محققین بسیاری از طریق کمینه کردن هزینه و یا نرخ رشد آنتروپی با استفاده از روش‌های تکاملی از قبیل الگوریتم ژنتیک، آنالیز مورچگان، ازدحام ذرات و غیره به طراحی این نوع مبدل‌ها پرداخته‌اند. [۴، ۷ و ۱۰] برخی دیگر به بهینه کردن مبدل با توجه به دو تابع هدف مختلف پرداختند. توابع هدفی که در تضاد با همدیگر هستند. یعنی آن‌که یکی باید بیشینه شود و دیگری همزمان با تابع اولی قرار است که کمینه شود. [۵، ۶، ۸ و ۹]. در این کار به کمینه کردن هزینه، نرخ رشد آنتروپی به طور جداگانه و ترکیبی پرداخته شد. نتایج حاکی از آن است که علاوه بر کمینه کردن نرخ رشد آنتروپی، کمینه کردن هزینه کل سالیانه نیز از اهمیت بسیار زیادی در بهینه کردن مبدل دارد.

بهینه سازی مدل سازی مبدل پره - صفحه‌ای

در این مقاله، به بهینه سازی مبدل پره صفحه‌ای با توجه به کمینه کردن هزینه و تعداد واحد آنتروپی پرداخته شد. ابعاد هندسی مبدل با استفاده از طراحی مبدل به روش تعیین تعداد واحدهای انتقال حرارت (ε-NTU) تعیین می‌گردد. این ابعاد به جهت کمینه کردن همزمان هزینه کلی سالیانه و تعداد واحدهای انتقال حرارت بهینه خواهند شد.

طراحی حرارتی مبدل پره صفحه‌ای

در مقاله حاضر، برای محاسبه میزان انتقال حرارت و سطح مورد نیاز به ازای بار حرارتی مشخص، از شیوه ε - NTU استفاده شده است.

حداکثر عملکرد حرارتی در مبدل‌ها برابر است با:



$$\varepsilon = \frac{C_a(T_{a,1}-T_{a,2})}{C_{min}(T_{a,1}-T_{b,2})} = \frac{C_a(T_{b,2}-T_{b,1})}{C_{min}(T_{a,1}-T_{b,2})} \quad (1)$$

بنابراین برای دمای خروجی سیال سرد و گرم خواهیم داشت:

$$T_{a,2} = T_{a,1} - \left[\varepsilon \frac{C_{min}}{C_a} (T_{a,1} - T_{b,1}) \right] \quad (2)$$

$$T_{b,2} = T_{b,1} + \left[\varepsilon \frac{C_{min}}{C_a} (T_{a,1} - T_{b,1}) \right] \quad (3)$$

برای محاسبه ε ، طبق رابطه زیر می‌توان از تعداد واحدهای انتقال حرارت (NTU) استفاده کرد [۲].

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) NTU^{0.23} [\exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1] \right] \quad (4)$$

که در آن مقدار NTU برابر خواهد بود با:

$$\frac{1}{NTU} = \frac{C_{min}}{UA} = C_{min} \left[\frac{1}{(hA)_a} + \frac{1}{(hA)_b} \right] \quad (5)$$

و مقدار C_r برای آن به صورت حاصل تقسیم ظرفیت ویژه‌ی حداقل به ظرفیت ویژه‌ی حداکثر است. به عبارت دیگر می‌توان آن را به صورت زیر تعریف کرد:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (6)$$

برای محاسبه مقدار انتقال حرارت انجام شده باید سطوح جریان آزاد و انتقال حرارت محاسبه شود. برای محاسبه سطح آزاد (A_{ff}) هر سیال از رابطه زیر استفاده می‌شود [۴]

$$A_{ff,a} = (H_a - t_a)(1 - n_a t_a) L_b N_a \quad (7)$$

$$A_{ff,b} = (H_b - t_b)(1 - n_b t_b) L_a N_b \quad (8)$$

و برای محاسبه سطح انتقال حرارت برای هر سیال از رابطه ی زیر استفاده می‌شود:

$$A_a = L_a L_b N_a [1 + \{2n_a (H_a - t_a)\}] \quad (9)$$

$$A_b = L_a L_b N_b [1 + \{2n_b (H_b - t_b)\}] \quad (10)$$

بنابراین سطح انتقال حرارت کلی برابر خواهد بود با:

$$A_{THT} = A_a + A_b \quad (11)$$

قطر هیدرولیکی برای قسمتی از مبدل، مخصوص عبور یک سیال به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$d_h = \frac{2(s-t)(H-t)}{S+(H-t)+\left(\frac{H-t}{l}t\right)} \quad (12)$$

که در آن مقدار S برابر خواهد بود با:

$$S = \frac{1}{n} - t \quad (13)$$

طوری که، طول مبدل (L_a)، عرض مبدل (L_b)، تعداد لایه ها برای سیال های ورودی و خروجی (N_a) و ضخامت فین ها (t)، تعداد فین ها به ازای یک متر (n)، ارتفاع فین (H)، طول فین ها (l) می باشند. با توجه به مقدار قطر هیدرولیک، می توان مقدار عدد رینولدز را نیز به صورت زیر محاسبه کرد:

$$Re = \frac{d_h G}{\mu} = \frac{m d_h}{A_{ff} \mu} \quad (14)$$

در نتیجه با توجه به مقدار عدد رینولدز، مقدار ضریب اصطکاک و همینطور ضریب کالبرن قابل محاسبه می باشد. مقدار ضریب اصطکاک و ضریب عدد کالبرن برای رینولدز های کوچک تر از ۱۵۰۰ برابر خواهد بود با [۴]:

$$f = 8.12(Re)^{-0.74} \left(\frac{l}{d_h}\right)^{-0.41} \left(\frac{s}{H-t}\right)^{-0.02} \quad (15)$$

$$j = 0.53(Re)^{-0.5} \left(\frac{l}{d_h}\right)^{-0.15} \left(\frac{s}{H-t}\right)^{-0.14} \quad (16)$$

و برای اعداد رینولدز بالای ۱۵۰۰ برابر خواهند شد با:

$$f = 1.12(Re)^{-0.36} \left(\frac{l}{d_h}\right)^{-0.65} \left(\frac{t}{d_h}\right)^{0.17} \quad (17)$$

$$j = 0.21(Re)^{-0.4} \left(\frac{l}{d_h}\right)^{-0.24} \left(\frac{t}{d_h}\right)^{0.02} \quad (18)$$

حال با داشتن مقدار ضریب اصطکاک از روابط فوق می توان اختلاف فشار ایجاد شده برای هر یک از سیالات را به صورت زیر محاسبه کرد [۴].

$$\Delta P_a = \frac{4f_a L_a G_a^2}{2\rho_a d_{h,a}} = \frac{2f_a m_a^2}{\rho_a} \frac{L_a}{d_{h,a} L_b^2 N_a^2 (H_a - t_a)^2 (1 - n_a t_a)^2} \quad (19)$$

$$\Delta P_b = \frac{4f_b L_b G_b^2}{2\rho_b d_{h,b}} = \frac{2f_b m_b^2}{\rho_b} \frac{L_b}{d_{h,b} L_a^2 N_b^2 (H_b - t_b)^2 (1 - n_b t_b)^2} \quad (20)$$

از طرفی مقدار فشار خروجی برای هر دو سیال نیز به صورت زیر خواهد بود:

$$P_{a,2} = P_{a,1} - \Delta P_a \quad (21)$$

$$P_{b,2} = P_{b,1} - \Delta P_b \quad (22)$$



محاسبه نرخ رشد آنتروپی

در مبدل ها برای محاسبه ی مقدار رشد آنتروپی از رابطه ی زیر استفاده می شود [۴]:

$$\dot{S} = m_a(\Delta S_a) + m_b(\Delta S_b) \quad (23)$$

با فرض برقراری شرایط گاز ایده‌ال برای هر دو سیال گرم و سرد، خواهیم داشت:

$$\Delta S_a = C_{p,a} \ln \left(\frac{T_{a,2}}{T_{a,1}} \right) - R_a \ln \left(\frac{P_{a,2}}{P_{a,1}} \right) \quad (24)$$

$$\Delta S_b = C_{p,b} \ln \left(\frac{T_{b,2}}{T_{b,1}} \right) - R_b \ln \left(\frac{P_{b,2}}{P_{b,1}} \right) \quad (25)$$

پس می توان نوشت:

$$\dot{S} = m_a \left[C_{p,a} \ln \left(\frac{T_{a,2}}{T_{a,1}} \right) - R_a \ln \left(\frac{P_{a,2}}{P_{a,1}} \right) \right] + m_b \left[C_{p,b} \ln \left(\frac{T_{b,2}}{T_{b,1}} \right) - R_b \ln \left(\frac{P_{b,2}}{P_{b,1}} \right) \right] \quad (26)$$

مقدار نرخ رشد آنتروپی نیز به صورت زیر محاسبه می شود:

$$N_s = \frac{\dot{S}}{C_{max}} \quad (27)$$

بنابراین با اعمال شرایط فوق و ساده سازی می توان دید که رابطه ی کلی نرخ رشد آنتروپی به صورت زیر محاسبه می شود:

$$N_s = \frac{C_a}{C_{max}} \left[\ln \left(1 - \varepsilon \frac{C_{min}}{C_a} \left(1 - \frac{T_{b,1}}{T_{a,1}} \right) \right) - \frac{R_a}{C_{p,a}} \ln \left(1 - \frac{\Delta P_a}{P_{a,1}} \right) \right] + \frac{C_b}{C_{max}} \left[\ln \left(1 - \varepsilon \frac{C_{min}}{C_b} \left(1 - \frac{T_{a,1}}{T_{b,1}} \right) \right) - \frac{R_b}{C_{p,b}} \ln \left(1 - \frac{\Delta P_b}{P_{b,1}} \right) \right] \quad (28)$$

محاسبه هزینه تمام شده کل سالیانه

هزینه کل سالیانه برابر با مجموع هزینه ثابت^۱ و هزینه عملیاتی^۲ موجود در یک مبدل حرارتی در طول یک سال است. هزینه یک مبدل پره صفحه‌ای را می توان از رابطه زیر به دست آورد [۵].

$$IC = fc + A * uc * C1 \quad (29)$$

$$C1 = \frac{1+i}{tp} \quad (30)$$

$$OMC = \frac{(E_c + E_h)AH \times fe}{3600 \times 1000} \quad (31)$$

طوری که E توان پمپاژ است و به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$E = \frac{\Delta P m}{\rho \eta_p} \quad (32)$$

¹Capital Cost

²Operating Cost

بنابراین، هزینه کل سالیانه را می‌توان بدین صورت محاسبه کرد:

$$TAC=IC+OMC$$

(۳۳)

بهینه سازی ازدحام ذرات (PSO)^۱

این شیوه بهینه سازی تکاملی در سال ۱۹۹۵ توسط کندی و ابرهات ارائه شد. این شیوه تلفیقی از بهینه شدن فردی و جمعی به صورت همزمان می باشد. در این شیوه هر پارامتر بهینه سازی را یک ذره می نامند. این شیوه با رفتار برخی موجودات مانند حرکت پرندگان یا ماهی ها یا در کل با تئوری ازدحام در طبیعت هم خوانی دارد. محققان دریافته اند که در این مدل ها، اعمال رفتاری مدل ها بر اساس فاصله بهینه بین هر فرد و همسایه ها است و از این جهت است که در این شیوه سرعت معنای مهمی پیدا می کند؛ زیرا فاصله بهینه در این موارد به این صورت حاصل می شود. همچنین رفتار این مدل ها برای یافتن غذا به این صورت است که علاوه بر تجربه ی فردی، تجربه ی جمعی را نیز مد نظر قرار می دهند.

در شیوه ی ازدحام ذرات، ابتدا یک جمعیت از ذرات به صورت اتفاقی فراهم می کند. این ذرات در فضای حالت حرکت کرده و برای رسیدن به حالت بهینه^۲ سرعت و مکان خود را به صورت نسل به نسل به روز رسانی می کند. در این الگوریتم بهترین حالت فردی را $Pbest$ و بهترین حالت جمعی را $Gbest$ نامند. نحوه به روز رسانی سرعت و مکان در این الگوریتم به صورت زیر است:

$$X[n+1] = X[n] + V[n]$$

$$V[n] = V[n-1] + C_1 * rand() * (Pbest - Present) + C_2 * rand() * (Gbest - present)$$

که در آن تابع $rand()$ مولد عدد تصادفی در بازه ی $[0,1]$ می باشد و C_1 و C_2 توابع اثر نامیده می شوند. معمولاً پارامتر های موثر در حل این شیوه تعداد ذرات و مقدار C_1 و C_2 هستند که در مورد تعداد ذرات غالباً تعداد بین ۱۰ الی ۵۰ ذره و $C_1+C_2=4$ به صورت تجربی بهترین جواب های ممکن را دارا خواهند بود.

بهینه سازی مبدل حرارتی پره صفحه ای

در این کار بهینه سازی مبدل حرارتی پره صفحه ای به ازای بار حرارتی ثابت و از پیش تعیین شده، انجام می شود. کمینه کردن هزینه سالیانه و افزایش آنتروپی به تنهایی و با همدیگر با توجه به ارضای بار حرارتی تعیین شده، از اهداف کار حاضر می باشد. تابع هدف در سه حالت تعریف می شود و برنامه بهینه ساز با توجه به قيود مسئله و محدوده متغیرهای تصمیم گیری کمینه توابع هدف را به دست خواهد آورد. توابع هدف را می توان به صورت زیر مشاهده کرد.

$$f(x)=TAC$$

الف: هزینه کل سالیانه

^۱Particle Swarm Optimization

^۲Optima situation



ب: رشد آنتروپی $(f(x)=Ns)$

ج: مجموع رشد آنتروپی و هزینه کل سالیانه $(f(x)=TAC+Ns)$

با توجه به این که تابع بهینه ساز ازدحام ذرات یک تابع بهینه ساز ماکزیمم کننده است و همیشه به دنبال محاسبه ی حداکثر مقدار می باشد و از طرفی هدف تعیین مقدار کمینه ی رشد آنتروپی در مبدل است، تابع در ابتدا باید به فرم کسری تبدیل شود:

$$R(x) = \frac{1}{f(x)}$$

همین طور باید تابع به شکلی بهینه شود تا تاثیر قیدها نیز مشخص شوند. بنابراین باید از وزن دادن برای ایجاد قیدها استفاده کرد. برای این کار از تابعی به اسم تابع جریمه^۱ استفاده می شود. این تابع جریمه به صورت حاصل جمع وزن دار قیدها به تابع اصلی افزوده می شود که در نهایت تابع خطا به شکل زیر است [۸].

$$\sum w_i g(x)_i^2$$

پس در نهایت تابع هدف ما به صورت زیر می شود:

$$R(x) = \frac{1}{f(x) + \sum w_i g(x)_i^2}$$

که در آن w_i مقدار وزن قیدها می باشد و $g(x)_i$ نیز خود قیدها می باشند. برای زیاد کردن اثر قیدها معمولا w_i را مقداری بزرگ در نظر می گیرند. در اینجا نیز مقدار آن برابر با ۵۰۰ در نظر گرفته شده است. به تابع $g(x)_i$ تابع جریمه نیز گفته می شود.

$$Q = \varepsilon C_{min}(T_{a,1} - T_{b,1}) \quad (34)$$

پره مورد بررسی در این مقاله از نوع آفست استریپ می باشد که در شکل ۲ نشان داده شده است.

نمونه مطالعاتی

هزینه و نرخ رشد آنتروپی دو تابع هدفی هستند که در مورد مبدل حرارتی پره صفحه ای که محتوی دو جریان a و b می باشد، کمینه شدند. خصوصیات عملیاتی آن ها در جدول ۱ آورده شده است. متغیرهای مستقلی که به عنوان متغیرهای تصمیم گیری برای کمینه کردن این دو تابع هدف در نظر گرفته شدند، عبارتند از $L_a, L_b, H, n, l, t, N_h$ که به ترتیب معرف طول مبدل در طرف سیال a و b ، ارتفاع پره، فرکانس پره ها، طول پره، ضخامت پره و تعداد کانال های عبور جریان a می باشند. واضح است تعداد کانال های عبور برای جریان b برابر با $N_b = N_a + 1$ خواهد شد.

¹Penalty function

در این مسئله، بار حرارتی برابر با ۱۶۰ کیلووات مقدار مورد نظری است که باید در هر حال در این مبدل به آن دست یافت. هر دو سیال گاز کامل در نظر گرفته شده اند.

جدول ۱. مشخصات سیال گرم و سرد

مشخصه ها		
	۰.۸۹۶۲	۰.۸۲۹۶
	۵۱۳	۲۷۷
	۱۰۵	۱۰۵
	۱۰۱۷.۷	۱۰۱۱.۸
	۰.۸۱۹۶	۰.۹۳۸۵
	۲۴۱.۰	۲۱۸.۲
	۰.۶۸۷۸	۰.۶۹۵۴
	۱۶۰	

مقادیر در نظر گرفته شده برای پارامترهای ثابت uc، AH، fe، i، ec و tp در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲. ثوابت مورد نیاز برای محاسبه هزینه [۵]

ثوابت	مقدار
AH (second/year)	۲۱۶۰۰۰۰
ec (%)	۳
fc (\$)	۱۸۷/۵
fe (\$/kW h)	۰/۰۶۵
i (%)	۴
tp (year)	۵
uc (\$/m2)	۲۵

قیود حاکم بر بهینه سازی این مبدل حرارتی پره صفحه ای را می توان به صورت زیر بیان کرد [۳]:

$$g_1(x): 0.1 \leq L_a \leq 1 \quad (m)$$

$$g_2(x): 0.1 \leq L_b \leq 1 \quad (m)$$

$$g_3(x): 0.002 \leq H \leq 0.01 \quad (m)$$

$$g_4(x): 100 \leq n \leq 1000 \quad \left(\frac{1}{m}\right)$$

$$g_5(x): 0.0001 \leq t \leq 0.0002 \quad (m)$$

$$g_6(x): 0.001 \leq l \leq 0.01 \quad (m)$$

$$g_7(x): 1 \leq N_a \leq 10$$

$$g_8(x): \xi(x) - Q = 0$$

بررسی نتایج و نمودارها

نرخ رشد آنتروپی و میزان هزینه تمام شده مبدل حرارتی، دو کمیتی هستند که همیشه سعی بر کمینه کردن آن‌ها وجود دارد. در این مقاله بهینه سازی مبدل با توجه به کمینه کردن هر کدام از توابع هدف به تنهایی انجام شد که مقادیر بهینه شده متغیرهای تصمیم گیری و توابع هدف در جدول ۳ نشان داده شده است. در ابتدا مطابق با بسیاری از کارهای انجام شده توسط دیگران، نرخ رشد آنتروپی به عنوان تابع هدف بهینه سازی انتخاب شد و در ادامه نویسنده سعی در بهینه کردن شاخص اقتصادی در مسایل طراحی مبدل حرارتی یعنی هزینه کرد مشاهده شد. در صورتی که تابع هدف، هزینه کل سالیانه در نظر گرفته شود، روند بهینه کردن متغیرها سریعتر و سهل تر خواهد شد و حتی مقدار بهتری برای نرخ رشد آنتروپی هم حاصل خواهد شد. بنابراین در ادامه به این نتیجه دست یافت که تابع هدف را ترکیبی از نرخ رشد آنتروپی و هزینه در نظر گیرد. بدین ترتیب علاوه بر رعایت قانون دوم ترمودینامیک، هزینه نیز کمینه شد. نتایج نیز برتری این تابع هدف را نسبت به آنتروپی نشان می‌دهد. نتایج بهینه سازی برای تابع هدف ترکیبی در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳. پارامترهای اساسی مبدل [۳]

متغیرهای تصمیم گیری	L_a, m	L_b, m	H, mm	$n, fins/m$	t, mm	l, mm	Na	Ns	TAC \$/year	Q ,Kw
تابع هدف										
NS	۰/۸۳۲۷	۰/۶۱۲	۰/۰۰۹۵	۵۶۷/۲۳	۰/۰۰۱	۰/۰۰۶۵	۱۰/۰۰	۰/۰۶۴	۴۸۸۵/۲	۱۶۰
TAC	۰/۹۶۴۲	۰/۸۵۶۸	۰/۰۱۰۰	۴۴۷/۸۲	۰/۰۰۰۱	۰/۰۰۸۷	۱۰/۰۰	۰/۶۳۷۰	۳۱۶۶/۳	۱۶۰
NS+TAC	۰/۹۹۱۵	۰/۸۸۷۴	۰/۰۱۰۰	۴۳۷/۲۶	۰/۰۰۰۱	۰/۰۰۹۴	۱۰/۰۰	۰/۰۶۳۶	۳۰۶۴/۹	۱۶۰

علاوه بر پارامترهای اساسی گفته شده ی فوق، پارامترهایی میانی مانند ضریب انتقال حرارت برای هر کدام از دو سیال و اختلاف فشار و همین‌طور ضریب ϵ نیز پارامترهای مهمی می باشند که در جدول شماره ۴ مقدار آن‌ها نشان داده شده است.

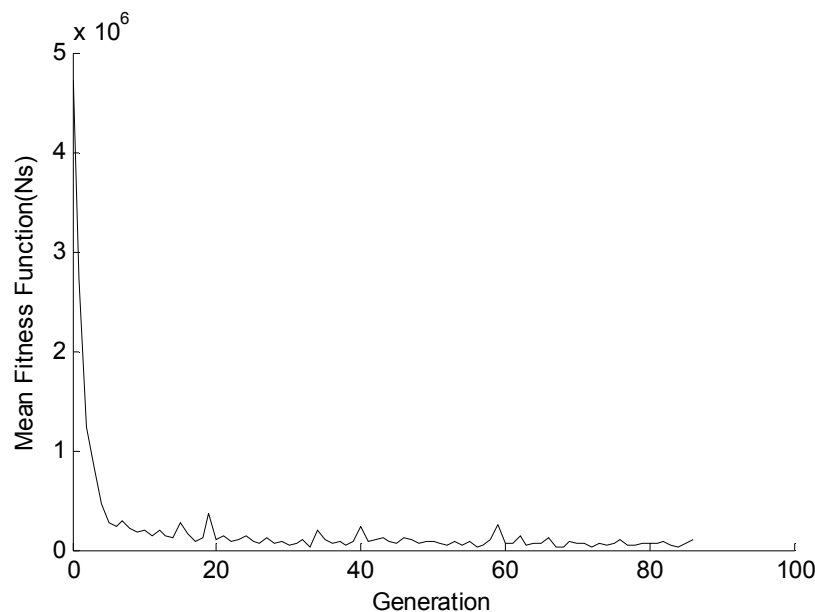
جدول ۴. پارامترهای میانی مبدل

$h_a, w.m^{-2}.K^{-1}$	$h_b, w.m^{-2}.K^{-1}$	dp_a, Kpa	dp_b, Kpa	
۱۷۳/۲۶	۲۲۱/۵۴	۵/۰۷	۱/۵۶	۰/۸۰۷۷
۱۱۹/۷۱	۱۸۱/۰۲	۲/۰۵	۱/۰۸	۰/۸۰۷۷
۱۱۴/۵۲	۱۶۴/۷۳	۱/۸۵۱۳	۱/۰۱۵	۰/۸۰۷۷/

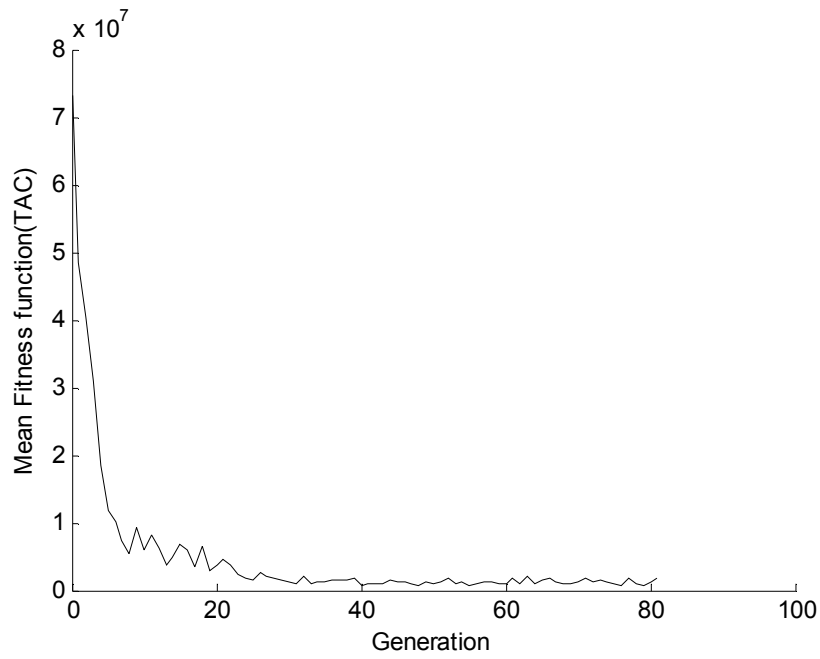
شکل ۲ الی ۴ تغییرات تابع هدف را برای هر سه تابع هدف بهینه سازی، نشان می‌دهد. دیده می‌شود که وقتی تابع هدف، دارای ترم هزینه می‌باشد، افت فشار از اهمیت بیش‌تری برخوردار می‌شود و تا آنجائی که امکان دارد کاهش می‌یابد. افت فشار در کاهش هزینه بسیار تاثیر دارد و همان‌طور که میدانیم طراحی مبدل‌های حرارتی از جمله مبدل‌های حرارتی فشرده تابع تعیین میزان مناسبی از افت فشار می‌باشد. لذا می‌توان نتیجه گرفت که در نظر نگرفتن هزینه در تابع هدف فرض بسیار ساده‌انگارانه‌ای است که باید از این فرض چشم‌پوشی کرد. به منظور طراحی بهینه برای یک مبدل لازم است علاوه بر حفظ اعمال قوانین ترمودینامیک، هزینه که عامل مهمی در تعیین مبدل می‌باشد نیز ملاحظه گردد.

نتیجه‌گیری

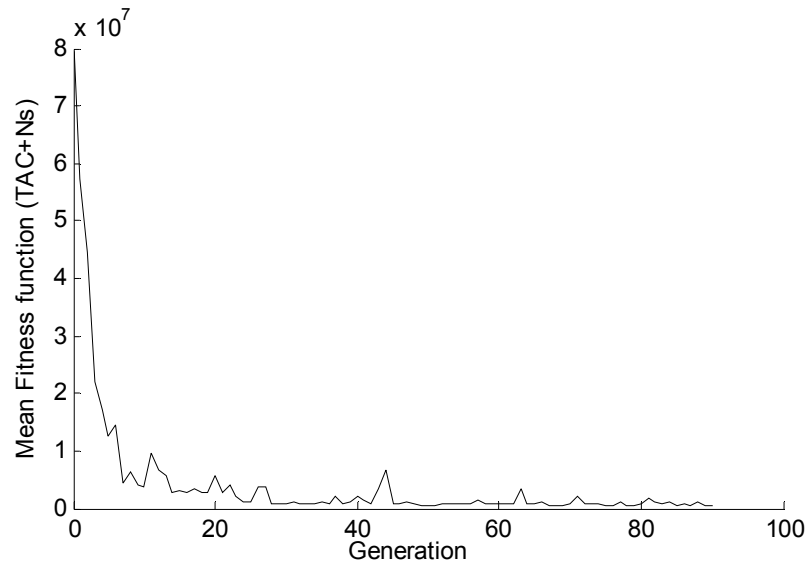
نتایج بهینه‌سازی مبدل پره صفحه‌ای نشان می‌دهد که گرچه برای حفظ قانون دوم ترمودینامیک در این نوع مبدل، کمینه کردن نرخ رشد آنتروپی از اهمیت بالایی برخوردار است، با توجه به آن که تغییرات افت فشار در رابطه هزینه به‌طور مستقیم وارد شده است و این ترم نیز تاثیر به‌سزایی بر نرخ رشد آنتروپی دارد. وارد کردن ترم هزینه در تابع هدف بهینه‌سازی می‌تواند در سرعت و بهبود نتایج بهینه‌سازی نقش آفرین باشد.



شکل ۲. تغییرات میانگین تابع هدف (تنها نرخ رشد آنتروپی) بر حسب تعداد نسل



شکل ۳. تغییرات میانگین تابع هدف (تنها هزینه) بر حسب تعداد نسل



شکل ۴. تغییرات میانگین تابع هدف (مجموع نرخ رشد آنتروپی و هزینه) بر حسب تعداد نسل

نمایه ها

Q: نرخ انتقال حرارت	A: سطح انتقال حرارت
R: ثابت جهانی گازها	Aff: سطح آزاد عبور جریان
R1: پارامتر جبرانی	C: نرخ ظرفیت حرارتی
Re: عدد رینولدز	Cp: ظرفیت حرارتی ویژه
S: فاصله پره ها	Cr : Cmin/Cmax
Š: نرخ رشد آنتروپی	Dh: قطر هیدرولیکی
St: عدد استنتن	f: ضریب اصطکاک فنینگ
t: ضخامت پره	f(X): تابع هدف
T: دما	g(X): قیود
U: ضریب کلی انتقال حرارت	G: فلاکس گرمی
xi: متغیر	h: ضریب انتقال حرارت
	H: ارتفاع پره
نمایه های لاتین	J: ضریب کلبرن
e: راندمان	l: طول پره
p: دانسیته	L: طول مبدل
μ: ویسکوزیته	m: دبی گرمی
اندیس ها	n: فرکانس پرها
a و b: سیال a و سیال b	N: تعداد سال
i: تعداد متغیرها	Na, Nb: تعداد کانال های عبور جریان
1: ورودی	Ns: تعداد واحدهای رشد آنتروپی
Max: ماکسیمم	NTU: تعداد واحد انتقال حرارت
Min: مینیمم	P: فشار
2: خروجی	Pr: عدد پرانتل
	dP: افت فشار

منابع

1. P. K. Das and I. Ghosh, "Thermal design of multistream plate fin heat exchangers - A state-of-the-art review", Heat Transfer Engineering, vol. 33, no. 4-5, pp. 284-300, 2012.
2. Frank P. Incropera and David P. DeWitt, Fundamental of heat and mass transfer.
3. T. Kupprn, Heat transfer handbook, Southern Railway, Madras, India
4. Manish Mishra, P.K. Das and Sunil Sarangi, Second law based optimization of crossflow plate-fin heat exchanger design using genetic algorithm, Applied Thermal Engineering, V. 29, 2983-2989, 2009.
5. Hamidreza Najafi, Behzad Najafi and Pooya Hoseinpoori, Energy and cost optimization of a plate and fin heat exchanger using genetic Algorithm, Applied Thermal Engineering, V. 31, Pp: 1839-1847, 2011.
6. Hamidreza Najafi and Behzad Najafi, Multi-objective optimization of a plate and frame heat exchanger via genetic algorithm, Heat Mass Transfer, 46:639-647, 2010.



7. R.V. Rao, V.K. Patel, Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a particle swarm optimization algorithm, *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 1712-1721.
8. Vivek Patel and Vimal Savsani, Optimization of a plate-fin heat exchanger design through an improved multi-objective teaching-learning based optimization (MO-ITLBO) algorithm, *Chemical Engineering Research and Design*, 2014, DOI: /j.cherd.2014.02.005.
9. Hossein Zarea, Farshad Moradi Kashkooli, Abdollah Mansuri Mehryan, Mohammad Reza Saffarian and Esmaeel Namvar Beherghani, Optimal design of plate-fin heat exchangers by a Bees Algorithm, *Applied Thermal Engineering*, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.042.
10. Yuanyuan Zhou, Lin Zhu, Jianlin Yu and Yanzhong Li, Optimization of plate-fin heat exchangers by minimizing specific entropy generation rate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 942–946, 2014.