

# ملاحظه افت فشار در طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی

## پره - صفحه‌ای چندجریانه با استفاده از الگوریتم SA

نسیم طاهونی\*<sup>+</sup>، سارا ایمان شایان، فاطمه جدا، محمدحسن پنجه‌شاهی

تهران، دانشگاه تهران، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشکده مهندسی شیمی، صندوق پستی ۴۵۶۳ - ۱۱۳۶۵

**چکیده:** از اولین باری که مبدل‌های حرارتی چندجریانه مورد استفاده قرار گرفتند، تا کنون زمان زیادی نمی‌گذرد. تبادل حرارتی همزمان چندین سیال تنها در یک واحد انتقال حرارت، و ایجاد صرفه‌جویی‌های قابل ملاحظه در فضا، انرژی، تأمین ساختار نگهدارنده، و انعطاف‌پذیری این مبدل‌ها در کاربردهای گوناگون، طراحان را بر آن داشته تا درصدد توسعه روش‌های طراحی این ساختارهای فشرده برآیند. اگرچه تاکنون روش‌های گوناگونی برای طراحی این گونه مبدل‌ها در مقاله‌ها و کتاب‌ها ارائه شده است، لیکن در هیچکدام از آنها موضوع مهم افت فشار جریانها به عنوان یک پارامتر قابل بهینه‌سازی در نظر گرفته نشده است. از طرفی، در یک سیستم حرارتی بهینه، برای برآورد کردن هزینه‌های واقعی، هزینه تأمین افت فشار جریان‌ها نیز باید به عنوان یک پارامتر مهم طراحی در سرمایه‌گذاری کلی منظور شود. برای نیل به این هدف، پژوهش حاضر انجام شده است که در آن اثرات افت فشار جریان‌ها، روی میزان سطح مورد نیاز مبدل مورد بررسی قرار گرفته و یک الگوریتم طراحی برای محاسبه بهترین مقادیر افت فشار جریان‌ها، جهت رسیدن به حداقل هزینه کل سالیانه ارائه شده است. به این منظور هزینه‌های کلی سالیانه مبدل به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده و با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی شبه‌آنیلینگ (SA) و بهره‌گیری از اصول فناوری پینچ به حداقل مقدار خود رسیده است. در ادامه کاربرد روش جدید در یک مثال نمونه مورد مطالعه قرار گرفته است. سپس برای ارزیابی میزان بهبود نتیجه‌های حاصل از بهینه‌سازی و نیز دقت و کیفیت این روش، مقایسه‌ای با یکی از تازه‌ترین روش‌های طراحی موجود، که بر پایه بهینه‌سازی افت فشارها می‌باشد و توسط پیکون - نونزاریه شده است، صورت گرفته است. نتیجه مقایسه نشان‌دهنده کاهش ۲۵ درصدی در هزینه‌های کلی سالیانه و کاهش حجم مبدل به میزان ۱۶٫۲ درصد می‌باشد. این امر، صحت کاربرد روش جدید را در رسیدن به نتیجه‌های بهینه تأیید و تصدیق می‌کند.

**واژه‌های کلیدی:** مبدل‌های حرارتی پره - صفحه‌ای، مبدل‌های حرارتی چندجریانه، بهینه‌سازی، افت فشار، الگوریتم SA.

**KEY WORDS:** Multi-stream heat exchangers, Plate & fin heat exchangers, Optimization, Pressure drop, Simulated Annealing (SA) Algorithm.

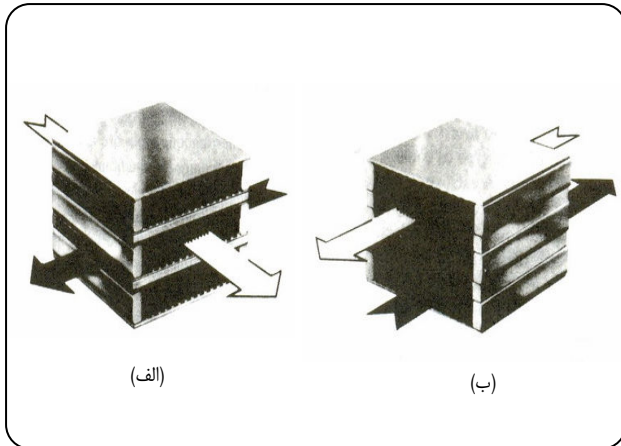
### مقدمه

مبدل‌های حرارتی پره - صفحه‌ای یکی از مهمترین زیر شاخه‌های مبدل‌های فشرده هستند و به‌گونه‌ای طراحی می‌شوند که ظرفیت انتقال حرارت قابل ملاحظه‌ای را در یک حجم کوچک ایجاد کنند. شکل ۱ ساختار مبدل پره - صفحه‌ای را

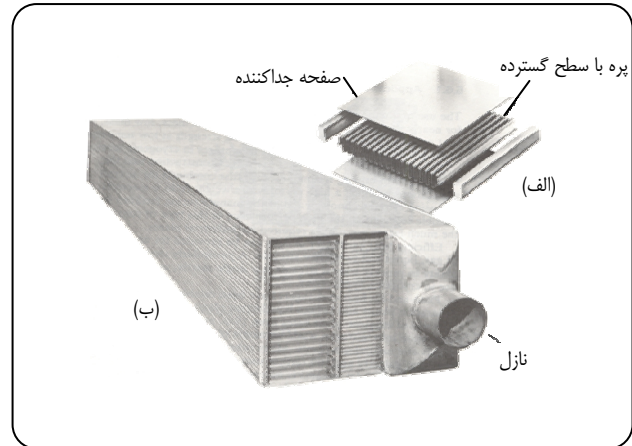
نشان می‌دهد. این مبدل‌ها به‌گونه‌ای طراحی می‌شوند که ظرفیت انتقال حرارت قابل ملاحظه‌ای را در یک حجم کوچک ایجاد کنند. شکل ۱ ساختار مبدل پره - صفحه‌ای را

\*E-mail: ntahuni@yahoo.com

\*عهده دار مکاتبات



شکل ۲- هسته مرکزی یک مبدل پره - صفحه‌ای چند جریانیه: (الف) جریان متقاطع، (ب) جریان موازی [۱].



شکل ۱- نمایش ساختار مبدل پره - صفحه‌ای [۱].

قابلیت‌های انتقال حرارتی یکسانی ندارند. مجموعه این مسئله‌ها سبب بروز پیچیدگی‌های بسیار در طراحی مبدلهای حرارتی چند جریانیه می‌شود.

بهینه‌سازی یک مبدل پره - صفحه‌ای ممکن است با هدف‌های متفاوتی انجام شود. طراحان این نوع مبدل‌ها از دیدگاه‌های مختلف به این موضوع پرداخته‌اند. هدف از بهینه‌سازی، می‌تواند رسیدن به حداقل حجم، حداقل وزن، حداکثر راندمان، حداقل هزینه و ... باشد. یکی از جدیدترین روش‌های طراحی مبدل‌های پره - صفحه‌ای چند جریانیه، توسط بیکون - نونر ارائه شده است که بر بهینه‌سازی افت فشار جریان‌ها استوار است. در این روش که برای جریان‌های متقابل درون مبدل پره - صفحه‌ای چند جریانیه می‌باشد، فرض شده است که تنها یکی از جریان‌ها به بیشینه‌ی افت فشار مجاز خود برسد [۴]. اما نکته قابل توجه این است که اگر قرار باشد مبدلی در یک شبکه بازیافت حرارتی بهینه عمل کند، همواره باید دو هدف زیر را برآورده سازد:

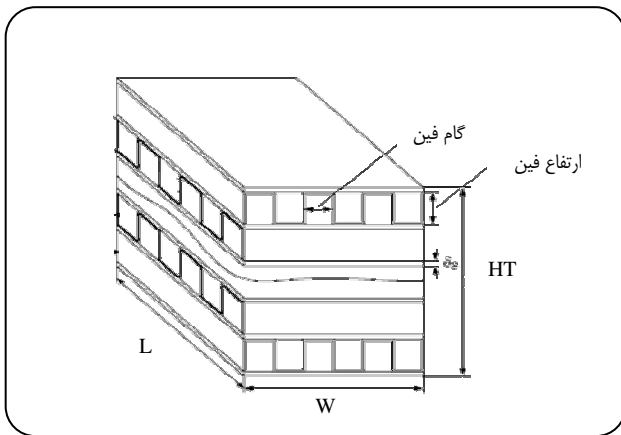
- بیشترین بازیافت انرژی بین سیالات سرد و گرم انجام پذیرد.
- رسیدن به این بازیافت انرژی بیشینه در یک سیستم با صرف کمترین هزینه امکان‌پذیر باشد.

به عبارت دیگر در یک شبکه حرارتی بهینه، باید مجموع هزینه‌های صرف شده جهت تأمین انرژی‌های خارجی برای گرمایش و سرمایش سیالات فرآیندی، و هزینه تأمین، نصب، عملیات و نگهداری مبدل حرارتی بهینه شوند. این بدان معناست که در یک سیستم حرارتی نه تنها باید سرمایه لازم برای تأمین سطح انتقال حرارت در نظر گرفته شود، بلکه هزینه تأمین افت فشار جریان‌ها

نمایش می‌دهد که عبارتست از ساختمانی درهم فشرده، مرکب از هسته‌ای که میان دو صفحه مسطح جوش شده به آن محصور شده است.

قسمت موج‌دار شامل تعداد زیادی گذرگاه‌های موازی عبور جریان با قطر هیدرولیکی کوچک است که علاوه بر سطح انتقال حرارت قابل ملاحظه، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بالایی را نیز فراهم می‌کند [۲]. چنان‌که در شکل ۲ نیز نمایش داده شده است، با کنار هم قرار دادن مجموعه‌ای از این واحدها و با گذر دو سیال از میان لایه‌های مختلف می‌توان نرخ انتقال حرارت چشمگیری را در واحد حجم به دست آورد. این مبدل‌ها قابلیت کاربرد در بازه‌ی گسترده‌ی دمایی و فشاری را داشته و قادرند چگالی سطحی تا  $1500 \text{ m}^2/\text{m}^3$  را نیز ایجاد کنند [۳]. از جمله مهم‌ترین برتری‌های این مبدل‌ها، انعطاف‌پذیری آنها برای کاربرد در موارد خاص است. به این دلیل که هندسه سطحی و مساحت گذرگاه‌های جریان کلیه سیال‌ها برای دستیابی به ترکیب بهینه قابل انتخاب و تغییر می‌باشند. استفاده‌ی همزمان از چندین سیال در یک واحد انتقال حرارت از دیگر مزیت‌های این مبدل‌هاست که موضوع اصلی این نوشتار می‌باشد.

از آنجا که یک مبدل چندجریانیه، مبدل واحدی است که در آن چندین سیال به‌طور همزمان در حال تبادل حرارت هستند، انتظار می‌رود که مجموعه پیچیده‌ای از مسیرهای انتقال حرارت در آن روی دهد. این پیچیدگی ناشی از آن است که سیال‌های شرکت‌کننده، دماهای ورود و خروج یکسانی ندارند. ویژگی‌های فیزیکی آنها و تغییر این خواص در امتداد مبدل متفاوت است و در نتیجه



شکل ۳- نمایش نمایی پارامترهای هندسی مبدل پره-صفحه‌ای [۳].

مبدل کاهش می‌یابد. یکی از راههای افزایش ضریب انتقال حرارت افزایش سرعت جریان از طریق افزایش توان پمپاژ است. هر چه سیال در مبدل با توان بیشتری به جلو رانده شود، قدرت آن برای غلبه بر افت فشار ناشی از نیروهای اصطکاکی بیشتر خواهد بود. از این‌رو افزایش توان از طرفی باعث افزایش هزینه پمپاژ شده و از طرف دیگر با کاهش سطح مورد نیاز هزینه‌های ثابت را کاهش می‌دهد. آنچه در طراحی بهینه یک مبدل باید مشخص شود، چگونگی تقسیم هزینه‌های تأمین سطح و انرژی می‌باشد. با برقراری توازن بین این دو عامل، بسیاری از خصوصیات مبدل مشخص می‌شوند. بنابراین می‌توان گفت که در این میان عامل کنترل‌کننده هزینه‌های کلی سالیانه می‌باشد، که به صورت مجموع هزینه‌های ثابت و عملیاتی بیان می‌شود [۳]:

$$\text{Total annual cost (TAC)} = \text{Operating and Maintenance cost (OMC)} + \text{Capital cost (IC)} \quad (5)$$

#### نمایش گرافیکی مبدل‌های چندجریانه و روابط ترمودینامیکی حاکم بر آنها

منحنی‌های مرکب همانند آنچه در شکل ۴ نشان داده شده است، موازنه حرارتی کلی یک فرآیند را نشان می‌دهند. این منحنی‌ها ترکیبی از یک منحنی گرم و یک منحنی سرد هستند. منحنی مرکب گرم بیانگر کل حرارت داده شده به وسیله تمامی جریان‌های گرم شرکت‌کننده در فرآیند است. از سوی دیگر منحنی مرکب سرد بیانگر مجموع حرارت جذب شده به وسیله جریان‌های سرد شرکت‌کننده در فرآیند می‌باشد. هنگامی که این دو منحنی بر روی نمودار دما - آنتالپی و در کنار هم رسم می‌شوند، همپوشانی آنها مقدار

نیز باید به عنوان یک پارامتر مهم طراحی در سرمایه‌گذاری کلی منظور شود [۵]. روشی که برای رسیدن به این هدف در این مقاله پیشنهاد شده است، ترکیبی از اصول تکنولوژی پینچ برای بهینه‌سازی سطح و انرژی، و الگوریتم SA برای بهینه کردن افت فشارها می‌باشد.

## بخش نظری

### سطوح ثانویه<sup>(۱)</sup>

با توجه به پیچیدگی‌های ساختاری پره‌ها و تنوع آنها، رسیدن به روابط صریحی که بیانگر مشخصات ظاهری مبدل پره - صفحه‌ای باشد کار چندان آسانی نبوده و به طور اساسی روابط تجربی بر آنها حاکم است. مهمترین مشخصات فین‌ها که آنها را از هم متمایز می‌سازد عبارتند از: نسبت سطح انتقال حرارت یک طرف مبدل به حجم بین صفحه‌ها ( $\beta$ )، فاصله بین دو صفحه ( $\delta$ )، نسبت سطح ثانویه به کل سطح انتقال حرارت ( $f_s$ )، قطر هیدرولیکی گذرگاه ( $D_h$ )، ضخامت فین ( $\tau$ )، ضریب انتقال حرارت هدایتی فین ( $K$ ) و گام فین ( $s$ ). لازم به ذکر است که به محض مشخص شدن نوع سطح ثانویه، این پارامترها خود به خود تعیین می‌شوند [۶].

لازمه این کار مشخص بودن بازده ترمودینامیکی و هیدرولیکی سطوح می‌باشد. بازده ترمودینامیکی با ضریبی به نام ضریب کالبرن ( $j$ ) و بازده هیدرولیکی با ضریب اصطکاک ( $f$ ) معرفی می‌شوند که هر دو تابعی از عدد رینولدز هستند [۴].

$$j = St Pr^{2/3} \quad (1)$$

$$St = \frac{hA_C}{mC_p} \quad (2)$$

کیر و لاندن اطلاعات تجربی به نسبت کاملی را در رابطه با این دو پارامتر، برای تعداد زیادی از پره‌ها جمع‌آوری کرده‌اند. این داده‌ها در بازه‌ی گسترده‌ای از اعداد رینولدز (۵۰۰ - ۱۰۰۰۰) و به شکل ساده زیر به عدد رینولدز مربوط می‌شوند [۴]:

$$j = aRe^{-b} \quad (3)$$

$$f = xRe^{-y} \quad (4)$$

$a$ ،  $b$ ،  $x$  و  $y$  ثابت‌های اختصاصی سطح ثانویه بوده، و مقادیرهای آنها برای انواع پرکاربرد فین‌ها موجود می‌باشند [۶].

### بهینه‌سازی افت فشار

بر اساس رابطه‌ی بنیادی انتقال حرارت، در یک نرخ انتقال حرارت ثابت با افزایش ضریب انتقال حرارت، سطح مورد نیاز

(1) Secondary surfaces

$$\left( \frac{C_{p,hot,passage}}{C_{p,cold,passage}} \right) = \frac{1}{\frac{\sum C_{p,cold}}{\sum C_{p,hot}}} \quad (۶)$$

مقدار افت فشار مجاز در یک بازه انتالپی مشخص، تابعی از افت فشار کلی، نوع سطح ثانویه به کار رفته در آن بلوک و طول مبدل می‌باشد. اما قبل از طراحی مبدل، تنها افت فشار جریان در کل بازه‌های انتالپی در دسترس است. در برخی از روش‌های رایج شده برای طراحی، از جمله روش بیکون - نوتز، به فرض تقسیم افت فشارها به نسبت تقسیم انتالپی‌ها در بازه‌های انتالپی، استناد شده است. اما باید توجه داشت که لازمه استناد به این فرض، صرف نظر کردن از اثرات نوع پره و تعداد لایه‌ها می‌باشد. به عبارت دیگر با این فرض افت فشار تنها تابعی از طول مبدل در نظر گرفته شده و از نقش مؤثر فین‌ها و تعداد گذرگاه‌ها در تعیین حداکثر افت فشار مجاز در بلوک‌ها صرف نظر شده است. در روشی که در این مقاله ارائه خواهد شد، از چنین فرضی استفاده نشده، و در عوض افت فشار طولی جریان‌ها ملاک کار قرار گرفته شده است.  $(\Delta P/L)_{max}$  بر خلاف  $\Delta P_{max}$  مستقل از بازه‌های انتالپی بوده،

و در طول مبدل و برای یک جریان مشخص مقدار ثابتی دارد. اما در یک بازه انتالپی مقدار گرمای خالص تبدالی بین شاخه سرد و گرم بر اساس رابطه بنیادی انتقال حرارت عبارتست از [۳]:

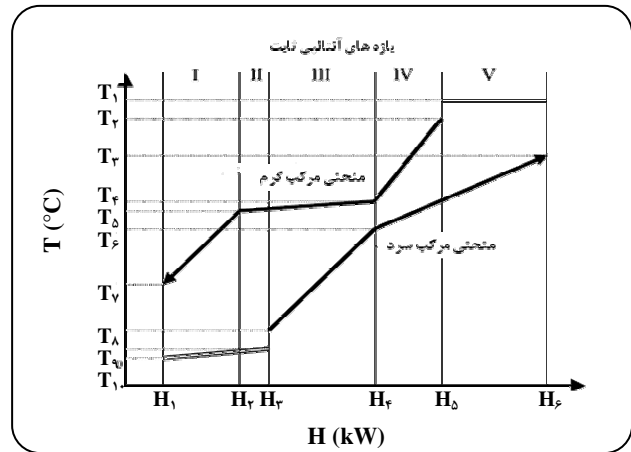
$$Q = FUA\Delta T_{LM} \quad (۷)$$

$\Delta T_{LM}$  میانگین اختلاف دماهای لگاریتمی در بازه انتالپی است و با معلوم بودن دماهای ورودی و خروجی جریان‌های سرد و گرم محاسبه می‌شود [۳]:

$$T_{LM} = \frac{\max\{(T_{h,i} - T_{c,o}), (T_{h,o} - T_{c,i})\} - \min\{(T_{h,i} - T_{c,o}), (T_{h,o} - T_{c,i})\}}{\ln\left(\frac{\max\{(T_{h,i} - T_{c,o}), (T_{h,o} - T_{c,i})\}}{\min\{(T_{h,i} - T_{c,o}), (T_{h,o} - T_{c,i})\}}\right)} \quad (۸)$$

F ضریب تصحیح جریان‌ها نسبت به جریان متقابل می‌باشد و به صورت تابعی از نسبت‌های دمای بی‌بعد تعریف می‌شود. این مقدار برای جریان‌های متقابل مقدار یک به خود می‌گیرد [۳]:

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \times \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)}{\ln\left(\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right)} \quad (۹)$$



شکل ۴- منحنی‌های مرکب (T-H) جریان‌های فرآیند [۴].

حرارت تبادل شده در سیستم را نمایش می‌دهد. درحالی که اختلاف آنها در هر دو سمت مقدار گرمایش یا سرمایش خارجی مورد نیاز فرآیند را جهت توازن حرارتی نشان می‌دهد [۷]. با فرض ثابت بودن ظرفیت گرمایی، منحنی‌های مرکب با خطوط صاف نشان داده می‌شوند که هر تغییر شیب وابسته به ورود و خروج یک جریان می‌باشد. هرچه نمودارهای سرد و گرم همپوشانی بیشتری داشته باشند مقدار گرمایش و سرمایش خارجی مورد نیاز کمتر خواهد بود. هرچه فاصله عمودی منحنی‌های سرد و گرم ( $\Delta T_{min}$ ) کمتر باشد، همپوشانی این نمودارها بیشتر بوده و در نتیجه مصرف انرژی خارجی کمتر می‌شود. ولی در عوض سطح مورد نیاز افزایش پیدا می‌کند. استفاده از اصول فناوری پینچ و رسم نمودارها در حداقل اختلاف دمای بهینه، بین هزینه‌های سطح و انرژی خارجی تعامل ایجاد کرده و این امکان را برقرار می‌کند که مقادیر انرژی‌های گرم و سرد خارجی به سادگی و قبل از طراحی هدف گذاری شوند.

در طراحی مبدل برای اینکه بتوان CP شاخه‌های سرد و گرم را در طول طراحی ثابت فرض کرد، لازم است که این نمودار به بازه‌هایی شکسته شوند که درون این بازه‌ها شیب خطوط ثابت باشند. با رسم خط‌های عمودی در نقاط تغییر شیب منحنی، کل فرآیند انتقال حرارت به بازه‌های انتالپی تقسیم می‌شود که این بازه‌ها با یک میدان دمایی (دماهای ورودی و خروجی)، یک بار حرارتی، یک افت فشار مجاز و یک جمعیت جریان از هم شناسایی می‌شوند. برای برقراری تبادل حرارتی یکنواخت در مبدل، جریان‌ها باید به نحوی در لایه‌ها تقسیم شوند که مجموع تعداد گذرهای گرم برابر مجموع تعداد گذرهای سرد باشد یا به عبارتی معادله (۶) بین CPها برقرار باشد [۴]:

بهینه‌سازی عبارتست از یافتن مقدار حداکثر یا حداقل تابع هدف با در نظر گرفتن قیدها.

$$Y = F(x) \quad \text{تابع هدف} \quad (15)$$

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\} \quad \text{متغیرها} \quad (16)$$

$$LB_i < x_i < UB_i \quad (17)$$

$$g(x) \leq 0 \quad \text{قید} \quad (18)$$

$UB_i$  و  $LB_i$  به ترتیب عبارتند از حد پایین و بالایی مجاز متغیرها.  $g(x)$  قید موجود در مسأله است و به‌طور عموم عبارتست از اختلاف یک تابع با مقدار بیشینه‌اش، و بر حسب نوع مسأله تعریف می‌شود [۸]. اساس الگوریتم SA شبیه‌سازی بین سرد کردن یک جامد مذاب و بهینه‌سازی یک سیستم پیچیده است. از ویژگی‌های اصلی SA توانایی آن برای رهایی از به دام افتادن در نقطه کمینه موضعی است. سایر نقاط قوت این الگوریتم که بهینه‌سازی توابع چند متغیره را هموار می‌سازد عبارتند از:

- الگوریتم SA به کمترین اطلاعات در رابطه با تابع هدف نیاز دارد. این الگوریتم تابع هدف را به عنوان یک جعبه سیاه در نظر گرفته و تنها به مقدار آن در هر دنباله نیاز دارد.

- از آنجا که فرضیات به کار رفته در الگوریتم بسیار اندک است، این الگوریتم به میزان قابل قبولی در مورد انواع مختلف تابع‌های هدف پاسخگو می‌باشد. بنابراین به طور وسیعی در بهینه‌سازی توابع غیرخطی، غیر محدب و ناپیوسته استفاده می‌شود.

- با توجه به اطلاعات آماری موجود می‌توان اثبات کرد که با یک برنامه مناسب، الگوریتم SA رسیدن به نقطه بهینه واقعی را تضمین می‌کند.

- این الگوریتم به خوبی می‌تواند از هر نوع محدودیت تعریف شده، پیروی کند.

- SA برای انواع توابع با متغیرهای پیوسته، گسسته و یا ترکیبی از آنها قابل استفاده است.

#### تابع هدف و متغیرهای بهینه‌سازی

در مسأله مورد بحث تابع هدف الگوریتم عبارتست از هزینه‌های کلی سالیانه هر یک از بلوک‌های انتالپی ( $TAC_{interval}$ )، و هدف به حداقل رساندن این تابع می‌باشد. به این منظور حجم مبدل و نوع پررها باید به گونه‌ای تعیین شوند که مقدار این هزینه‌ها به کمترین مقدار خود برسد. از این رو سعی شده است تا از روابط

R و P به ترتیب ضریب تصحیح و بازده دمایی می‌باشند [۳]:

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,i} - T_{c,o}} \quad P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (10)$$

نقطه کلیدی در محاسبه سطح کلی انتقال حرارت یافتن ضریب انتقال حرارت کلی است. این پارامتر فقط در صورتی دست یافتنی خواهد بود که خواص انتقال حرارتی سطوح مشخص شوند.

#### معادلات اقتصادی حاکم بر مسأله

معادلات اقتصادی از دو بخش هزینه‌های مربوط به سرمایه اولیه و هزینه‌های عملیاتی و نگهداری مبدل در شبکه حرارتی تشکیل شده‌اند. هزینه‌های مربوط به سرمایه شامل هزینه‌های ثابت و تأمین سطح مبدل برای n جریان به صورت زیر است [۳]:

$$IC = (fc + uc \times \sum_{j=1}^n A_j) \times C_1 \quad (11)$$

در این رابطه fc هزینه سرمایه‌گذاری ثابت اولیه، uc هزینه هر واحد مبدل به ازای واحد سطح مبدل،  $A_j$  سطح کلی انتقال حرارت هر جریان، و  $C_1$  ضریب هزینه سرمایه‌گذاری سالیانه است و جهت وارد کردن اثر نرخ بهره سالیانه (i) بر سرمایه اولیه در یک دوره عملیاتی tp تعریف می‌شود [۳]:

$$C_1 = \frac{(1+i)^{tp}}{tp} \quad (12)$$

بخش دیگری از هزینه‌های کلی سالیانه مربوط به تأمین انرژی لازم برای به گردش درآوردن سیال درون مبدل، توسط پمپ یا کمپرسور می‌باشد. این رابطه برای nc جریان سرد و nh جریان گرم به صورت زیر است [۳]:

$$OMC = \left( \sum_{k=1}^{n_c} E_{ck} + \sum_{l=1}^{n_h} E_{hl} \right) \times AH \times fe \quad (13)$$

در رابطه بالا AH مدت عملیات در یک سال، و fe ضریب مربوط به هزینه‌های الکتریکی می‌باشند. E توان مورد نیاز برای پمپ کردن سیال به درون مبدل است و از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۳]:

$$E_j = \frac{\Delta P_j m_j^3}{\rho_j \eta_p} \quad j = 1 \dots n \quad (14)$$

#### الگوریتم بهینه‌سازی شبه آنیلینگ (SA)

یک مسأله بهینه‌سازی به‌طور عمده از چند بخش اصلی تشکیل شده است که عبارتند از: تابع هدف، متغیرها و قیدها.

$$A_i = \alpha_i V_i \quad (21)$$

$$\alpha_i = \frac{d_i}{d_i + d_{i+1} + \tau_w} \beta_i \quad (22)$$

$$\beta_i = \frac{4A_{Ci}}{V_i D_{hi}} \quad (23)$$

$$A_{Ci} = WN_i d_i \quad (24)$$

پس از تعیین و جاگذاری معادلات طراحی در رابطه هزینه سطح، بخشی از تابع هدف تعریف می‌شود. بخش دیگر آن که مربوط به هزینه‌های عملیاتی مبداست، شامل پارامتر افت فشار می‌باشد. در یک مبدا فشرده، افت فشار اصطکاکی در واحد طول به صورت معادله زیر به مشخصات هندسی مبدا حرارتی مربوط می‌شود [۲، ۴]:

$$\Delta P_i = \frac{f m^3}{\rho D h A_c^2} \quad (25)$$

با جاگذاری رابطه‌های افت فشار و سطح انتقال حرارت در هزینه‌های کلی سالیانه خواهیم داشت:

$$TAC_L = \left[ fc + uc \times \sum_{j=1}^n \alpha_j \frac{V_j}{L} \right] \times C_1 + \left[ \sum_{k=1}^{n_c} \frac{\Delta P_{L,k} m_k^3}{\rho_k \eta_p} + \sum_{k=1}^{n_h} \frac{\Delta P_{L,k} m_i^3}{\rho_i \eta_p} \right] \times AH \times fe \quad (26)$$

معادله (۲۶) به عنوان تابع هدف الگوریتم SA در نظر گرفته می‌شود. با توجه به تابع هدف، متغیرهای بهینه‌سازی در یک مبدا شامل n جریان را می‌توان به این صورت تعریف کرد:

ارتفاع فین (d<sub>i</sub>)

محدودیت‌های فشاری، که اندازه‌های استاندارد موجود در صنعت بر اساس آنها تعریف شده‌اند، ارتفاع مجاز را برای فین تعیین می‌کنند. فهرست به نسبت کاملی از این اندازه‌ها توسط کیز و لاندن جمع‌آوری شده‌اند. بر اساس این لیست برای انواع مختلف فین، ارتفاع‌ها در محدوده ۱ mm تا ۱۹ mm متغیر است [۶].

گام فین (si)

گام پره‌های مورد کاربرد در صنعت عموماً از ۷۸٫۷ (fin/m) تا ۱۸۳۷ (fin/m) متغیرند. اما بر حسب نیاز در اندازه‌های دیگر نیز ساخته می‌شود. به‌کارگیری پره‌ها با تعداد گام‌های بیشتر، باعث ایجاد اغتشاش‌های بیشتر در جریان شده و به این ترتیب با افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی حجم مورد نیاز را کاهش می‌دهد.

و مشخصات هندسی مبدا برای تعریف معادلات تابع هدف استفاده شود. محاسبه حجم بین پره‌ها و سطوح جداکننده به شیوه‌های مختلف و با استفاده از مشخصه‌های مختلفی از سطوح ثانویه تعیین می‌شود. اما آنچه در تعریف رابطه حجمی دارای اهمیت می‌باشد، این است که علاوه بر محاسبه حجم، این رابطه باید در تعیین نوع فین به کار رفته نیز کارایی داشته باشد. بنابراین نوع مشخصه‌ای از پره که در رابطه حجم قرار می‌گیرد، برای یک نوع پره خاص باید منحصر به فرد باشد. به عنوان مثال با داشتن قطر هیدرولیکی گذرگاه نیز می‌توان حجم مبدا را در واحد طول تعیین نمود. اما امکان تشخیص نوع پره تنها با داشتن این مشخصه وجود نخواهد داشت. از این رو برای این که تفکیک نوع فین امکان‌پذیر باشد، دو مشخصه‌ای که در تعریف رابطه حجمی به کار رفته‌اند، ارتفاع و گام فین می‌باشند. متغیر دیگری که برای تعیین هندسه بهینه در نظر گرفته می‌شود، تعداد گذرگاه‌های هر جریان است. دو دیدگاه متفاوت که طراحان برای تعیین این پارامتر پیش رو داشته‌اند، به این صورت است که:

۱- پس از تعیین نوع فین و سایر مشخصات هندسی به شکل زیر می‌توان تعداد گذرگاه‌های هر جریان را محاسبه کرد [۴]:

$$N = \frac{A_c}{\delta W} \quad (19)$$

۲- تعداد لایه‌های جریان نیز همانند مشخصات هندسی از همان ابتدا به عنوان متغیر در نظر گرفته شده و به همراه سایر متغیرها بهینه می‌شود.

روش اول، از این نظر که در انتخاب تعداد لایه‌های جریان انعطاف‌پذیر نیست، امکان تعیین تعداد گذرگاه‌های بهینه را نمی‌دهد. از طرفی به صورت یک حلقه سعی و خطا در مسأله عمل کرده و بر پیچیدگی مسأله می‌افزاید. برای داشتن تعداد گذرگاه‌های بهینه و اجتناب از بروز پیچیدگی‌های بیشتر، در روش ارائه شده این پارامتر نیز از همان ابتدا به عنوان یکی از متغیرهای بهینه‌سازی تعریف شده است. به این ترتیب معادله طراحی حجمی در واحد طول مبدا چندجریانه را می‌توان به صورت زیر نشان داد:

$$\frac{V_t}{L} = \left[ 1 + \sum_{i=1}^n N_i \right] \epsilon \sum_{i=1}^n \left[ N_i (d_i + \tau_i) \times \left( \frac{1}{s_i} + \tau_i \right) s_i \right] \quad (20)$$

اما در مبداهای پره - صفحه‌ای سطح تبادل حرارتی هر جریان به صورت ضربی از حجم کلی بیان می‌شود. این ضریب به‌طور مستقیم از مشخصات سطوح ثانویه قابل دستیابی است و برای هر جریان با معادله (۲۱) محاسبه می‌شود [۴]:

برای رسیدن به این هدف، لازم است که این قید با محدوده مجاز تعداد گذرگاه‌های هر جریان ترکیب شود. تعریف شرط تراکم گذرگاهی، تا انتهای مسأله تقسیم یکنواخت بارهای حرارتی را به طور یکنواخت تضمین می‌کند.

#### افت فشار طولی جریان

همانطور که می‌دانیم برای به جریان انداختن سیالات درون مبدل حرارتی یک نیروی محرکه اولیه لازم است. این نیروی محرکه به وسیله کمپرسور (برای گازها)، و یا پمپ (برای مایعات)، تأمین می‌شود. سیالات در خروج از پمپ یا کمپرسور بیشترین سرعت مجاز را دارند و به تدریج و در طول لوله‌ها، ورودی به کانالها و اتصالات، سرعت آنها در اثر افت فشار اصطکاکی کاهش می‌یابد. بیشترین توان پمپ یا کمپرسور برای تأمین بالاترین سرعت جریان و غلبه بر حداکثر افت فشار مصرف می‌شود. بیشترین سرعت (سرعت مجاز)، با توجه به محدودیت‌های مکانیکی و سیالاتی نباید از حد مجاز تجاوز کند. انرژی جنبشی حاصل از این سرعت مجاز، برای جبران حداکثر انرژی‌های افت فشاری تلف شده به کار می‌رود. در طراحی مبدل پره - صفحه‌ای، این مقدار افت فشار مجاز از مشخصات هر یک از جریان‌ها است و سرانجام طراحی مبدل برای این مقدار افت فشار مجاز انجام می‌شود. مقدار افت فشار در واحد طول مبدل برای هر جریان باید از حداکثر مقدار مجاز آن کمتر باشد:

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_i < \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{i,\max} \quad (29)$$

#### روش تخمین حداکثر افت فشار طولی جریان بر اساس افت فشار مجاز

مقدار افت فشار طولی جریان در یک گذرگاه با قطر هیدرولیکی  $D_h$  را می‌توان از رابطه زیر محاسبه کرد:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{f \bar{v}^2 \rho}{2 D_h} \quad (30)$$

$\bar{v}$  سرعت متوسط جریان در کانال می‌باشد. بر اساس رابطه برنولی برای جریان درون یک کانال داریم:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (31)$$

سرعت جریان بیشینه در کانال زمانی قابل دستیابی است که جریان به بیشترین افت فشار مجاز خود برسد:

$$\bar{v}_{\max} = \left(\frac{2 \Delta P_{\max}}{\rho \eta}\right)^{1/2} \quad (32)$$

محدودیت گام پره‌ها به‌طور عمده مربوط به مشکلات ساخت و محدودیت‌های ضخامت پره‌ها می‌شود [۶].

#### تعداد گذرگاه‌های جریان (Ni)

محدوده مجاز تعداد گذرگاه‌های هر جریان، با توجه به سطح مقطع عبوری که فین مورد نظر ایجاد می‌کند و دبی جریان عبوری تعریف می‌شود.

#### تعیین قیدهای مسأله

میزان حساسیت مسأله به نحوه تعریف قیدها، به اندازه تعیین خود تابع هدف و متغیرها زیاد است. علت آن است که در الگوریتم SA، رعایت کردن این قیدها به عنوان یکی از حلقه‌های مهم الگوریتم است؛ و SA جهش‌های تصادفی خود را با توجه به طول بازه محدودیتها و نقاط ابتدایی و انتهایی آنها انجام می‌دهد [۸]. به عبارت دیگر، در الگوریتمی که یک جستجوگر تصادفی است، تنها همین حدود تعریف شده برای متغیرهاست که ماهیت فیزیکی مسأله را وارد الگوریتم می‌کند:

#### امکان وجود فین

دو مشخصه سطوح ثانویه (ارتفاع و گام فین‌ها) که به عنوان متغیر در نظر گرفته شده‌اند، نسبت به یکدیگر از محدودیت‌هایی برخوردارند. نمونه‌های موجود بیانگر این مطلب هستند که به‌طور عموم با افزایش تعداد گام‌های پره، ارتفاع آنها سیر نزولی پیدا می‌کند. در حالی که قطر هیدرولیکی پره که تابعی از این دو متغیر است، در بازه‌ی ۰/۸ mm تا ۱۴/۵mm تغییر می‌کند [۶]. از این واقعیت برای برقراری قید بین ارتفاع و گام فین استفاده شده است. رابطه بین این دو متغیر به‌گونه‌ای تعریف شده است که قطر هیدرولیکی از حد مجاز خود تجاوز نکند و در عین حال امکان تعیین پره‌ای با ارتفاع و گام مناسب نیز موجود باشد.

$$D_{h,\min} \leq D_h(s_i, d_i) \leq D_{h,\max} \quad (27)$$

#### تراکم گذرگاهی جریان‌ها

برای برقراری انتقال حرارت یکنواخت در هر بازه انتالی، جریان‌ها باید به‌گونه‌ای تقسیم شوند که مجموع تعداد لایه‌های سرد با مجموع تعداد لایه‌های گرم برابر باشند. یعنی:

$$\frac{\sum_{i=1}^{n_c} N_i}{\sum_{j=1}^{n_h} N_j} = 1 \quad (28)$$

ورودی به عنوان پاسخ‌های بهینه مرحله اول فرض می‌شوند (X). تابع هدف با استفاده از این مقدارهای محاسبه شده و به عنوان بهترین جواب مرحله اول پذیرفته می‌شود (F). سپس حلقه‌ی اصلی الگوریتم آغاز می‌شود. مقدار جدید هر متغیر  $X_p$  با استفاده از مقدار مرحله قبلی و طول زنجیره مارکوف تعیین می‌شود. این مقدار به شرطی قابل قبول تلقی می‌شود که از حد مجاز تعریف شده برای متغیرها تجاوز نکند. مقدار تابع هدف توسط  $X_p$  محاسبه شده ( $F_p$ ) و اگر از پاسخ مرحله قبلی خود کمتر باشد، به عنوان نتیجه مرحله جاری پذیرفته می‌شود. اما اگر مقدار آن از جواب مرحله قبلی بیشتر باشد، قبول یا رد آن را معیار پذیرش جوابها تشخیص می‌دهد. از مشهورترین این معیارها می‌توان معیار متروپلیس و معیار گلابر و ترشلد را نام برد [۸]. زمان تغییر طول زنجیره مارکوف زمانی است که به تقریب نصف ارزیابی‌های انجام شده پذیرفته شده باشند. با تغییر طول زنجیره مارکوف، حلقه جدیدی آغاز می‌شود. دمای ذوب اولیه حلقه جدید با استفاده از مقدار قبلی و ضریبی که از پیش تعریف شده است، تعیین می‌شود. سپس مراحل ذکر شده در Ta و  $M_{CL}$  جدید تکرار می‌شوند. این تکرارها به تعداد مشخص ادامه می‌یابند تا در نهایت کمترین مقدار F به عنوان مقدار بهینه حاصل شود ( $F_{opt}$ ) [۸]. در هر مرحله از الگوریتم، متغیرهای بهینه‌سازی پس از انتخاب از بازه تعریف شده، به شرح زیر نسبت به قیدهای مسأله سنجیده می‌شوند:

- گام و ارتفاع فین در قید ۱ مورد ارزیابی قرار گرفته می‌شوند تا طبق ضابطه‌ای که در این قید تعریف شده است تعیین شوند.  
- تعداد گذرگاه‌ها که بر اساس نوع فین محاسبه شده‌اند، در قید ۲ سنجیده می‌شوند تا شرط یکنواخت بودن توزیع جریان‌ها همواره برقرار باشد.  
- گام و ارتفاع فین و تعداد گذرگاه‌ها در رابطه افت فشار طولی جریان (معادله (۲۵)) جایگذاری شده و نتیجه آن طبق قید ۳ نسبت به حداکثر مقدار مجاز خود سنجیده می‌شود، تا متغیرهای بهینه‌سازی به گونه‌ای تعیین شوند که افت فشار جریان‌ها از مقدار مجازشان تجاوز نکند.

در انتهای الگوریتم نتایج بهینه مربوط به مشخصات سطوح ثانویه و تعداد گذرگاه‌ها ( $X_{opt}$ )، افت فشارهای بهینه در واحد طول، سطح تبادل حرارتی بهینه، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، عدد رینولدز هر جریان، و کمترین هزینه‌های کلی سالیانه در واحد طول مبدل پره - صفحه‌ای تعیین می‌شوند. اما تاکنون پاسخ‌های خروجی از الگوریتم SA برای هزینه‌های کلی سالیانه (TAC)،  $\Delta P$  و A

از سوی دیگر از قانون بقای جرم برای سیالات پیوسته تراکم ناپذیر درون یک کانال با قطر هیدرولیکی  $D_h$  داریم:

$$m^{\circ} = \rho \bar{V}_{max} \pi \bar{D}_{h,V_{max}} / 4 \quad (33)$$

به این ترتیب قطر هیدرولیکی مورد نیاز برای عبور جریان با سرعت قابل بیشینه محاسبه خواهد بود:

$$\bar{D}_{h,V_{max}} = \left( \frac{4 m^{\circ}}{\rho V_{max} \pi} \right)^{1/2} \quad (34)$$

در معادله (۳۰)،  $\bar{f}$  ضریب اصطکاک متوسط جریان در طول گذرگاه بوده و طبق معادله (۴) تابعی از عدد رینولدز می‌باشد. در مبدل‌های حرارتی فشرده، عدد رینولدز براساس قطر هیدرولیکی گذرگاه بیان می‌شود:

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho \bar{V}_{max} \bar{D}_{h,V_{max}}}{\mu} \quad (35)$$

به این ترتیب با معلوم بودن حداکثر سرعت مجاز و قطر هیدرولیکی گذرگاه، افت فشار مجاز جریان در واحد طول مبدل حرارتی محاسبه شده و به عنوان یکی از قیدهای مسأله و برای تعیین فین بهینه مورد استفاده قرار می‌گیرد.

#### مراحل الگوریتم

پس از اینکه تابع هدف، متغیرها و قیدهای مسأله تعریف شدند و محدوده پذیرش هر یک از متغیرها مشخص شد، می‌توان مراحل بهینه‌سازی با الگوریتم SA را آغاز کرد. در آغاز الگوریتم لازم است پارامترهای اولیه‌ای که به شبیه‌ساز SA اختصاص دارند تعیین شوند. این پارامترها عبارتند از: دمای ذوب اولیه ( $T_{a0}$ )، طول زنجیره مارکوف ( $M_{CL}$ )<sup>(۱)</sup> و ضریب سرعت کاهش دمای ذوب. دمای ذوب اولیه بالاترین دمایی است که در فرایند ذوب شدن به یک جامد داده می‌شود. این دما به تدریج و در طول فرایند ذوب، متناسب با طول زنجیره مارکوف و ضریب سرعت، کاهش می‌یابد. علاوه بر این پارامترها، برای شروع الگوریتم باید مقادیر اولیه‌ای برای متغیرها فرض شوند. تنها شرطی که باید در تعیین این مقدارهای اولیه در نظر گرفته شود این است که مقدارهای آنها خارج از محدوده تعریف شده نباشند. یکی از ویژگی‌های بارز الگوریتم SA این است که چگونگی تعیین مقادیر اولیه در مراحل بهینه‌سازی و پاسخ‌های نهایی تأثیر نخواهد داشت. در آغاز بهینه‌سازی، این متغیرهای

(1) Markov chain length



با محاسبه طول بلوک، مشخصات هندسی مبدل تکمیل می‌شود. از این پس می‌توان مقادیر افت فشارها و سطوح انتقال حرارت را برای بازه‌ی انتالیی مورد نظر محاسبه کرد. با جاگذاری این مقادیر در رابطه TAC، مقدار بهینه‌ی هزینه‌های کلی سالیانه بلوک تعیین خواهد شد. مرحله‌های ذکر شده در هر یک از بازه‌های انتالیی اجرا خواهد شد. بلوک‌های طراحی شده، طول و ارتفاع‌های متفاوتی خواهند داشت. تفاوت طول از تفاوت افت فشارها و بار حرارتی جریان‌ها، و تفاوت ارتفاع‌ها نیز از اختلاف تعداد گذرگاه‌ها در هر بازه انتالیی ناشی می‌شود. در مرحله‌ی بعدی برای تکمیل طراحی مبدل حرارتی لازم است که ارتفاع بلوک‌ها یکسان‌سازی شوند. روش کار به این صورت است که قطعه‌ای که بالاترین ارتفاع را دارد به عنوان قطعه مرجع انتخاب شده و سایر قطعات با آن هم ارتفاع می‌شوند. طی یکسان‌سازی ارتفاعات، طول قطعات، تعداد لایه‌ها، و در صورت لزوم نوع پره‌ها، دستخوش تغییرات خواهند شد. به این ترتیب که افزایش ارتفاع یک بلوک جریان، بر تعداد لایه‌های جریان می‌افزاید، و از آنجا که دبی جریان عبوری ثابت است، طول بلوک کاهش خواهد یافت. کاهش طول، منجر به کاهش افت فشار جریان‌ها شده و به این ترتیب پاسخ‌های جدیدی برای طراحی بهینه حاصل خواهند شد. شکل ۵ مراحل طراحی و بهینه‌سازی را به طور خلاصه بیان می‌کند. به طور کلی می‌توان گفت که استراتژی به کار رفته در این روش طراحی از دو فاز تشکیل شده است:

- در فاز اول، مدل یا تابع هدف و متغیرهای آن با توجه به مشخصات هندسی مبدل پره-صفحه‌ای تعیین می‌شوند.
- در فاز دوم، مشخصات هندسی مبدل بر فیزیک جریان‌ها منطبق شده، مسأله حل شده، و تابع هدف، متغیرها و افت فشارهای بهینه محاسبه می‌شوند.

فرضیات اعمال شده در طراحی

برای اجتناب از پیچیدگی‌های بی‌مورد مسأله و وجود امکان مقایسه، همان فرض‌های ساده‌کننده‌ای که بیکون - نونز در روش طراحی خود اعمال کرده، در نظر گرفته شده‌اند. به این ترتیب که سرعت حرکت سیالات در طول مبدل یکنواخت است، انتقال حرارت فقط در یک فاز یگانه انجام می‌پذیرد، از اتلاف انرژی حرارتی به محیط صرف‌نظر شده است، خواص فیزیکی سیالات ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $C_p$ ) در طول فرایند انتقال حرارت ثابت می‌مانند، ضرایب انتقال حرارت جریان‌ها ثابت می‌مانند، تبادل حرارت هدایتی دیواره ناچیز است، از پراکندگی سیالات در جهت جریان صرف‌نظر شده است [۴].

در واحد طول مبدل پره - صفحه‌ای می‌باشند. در این مرحله برای تکمیل طراحی لازم است طول مبدل نیز محاسبه شود.

نحوه محاسبه طول مبدل

طول مبدل پره - صفحه‌ای تابعی از افت فشار و بارهای حرارتی جریان‌ها است. این طول معمولاً از ۸/۵ متر تجاوز نمی‌کند. برای محاسبه طول مبدل کافی است که حجم بخشی از آن به ارتفاع و عرض مربوطه تقسیم شود [۴]:

$$L = \frac{V_{\text{section}}}{W \cdot HT_{\text{section}}} \quad (36)$$

اما در یک مبدل چند جریان ارتفاع مبدل برای  $n$  تعداد جریان عبارتست از [۴]:

$$HT = \sum_{i=1}^n (Nd)_i + \left[ 1 + \sum_{i=1}^n N_i \right] \times \varepsilon \quad (37)$$

حجم یک مبدل پره - صفحه‌ای برای یک جفت جریان سرد و گرم، با معلوم بودن بارهای حرارتی و نوع سطح ثانویه، با استفاده از رابطه بنیادی انتقال حرارت به صورت زیر حاصل می‌شود [۴]:

$$V_t = \frac{Q}{\Delta T_{LM}} \times \quad (38)$$

$$\left( \frac{1}{\eta_1 \alpha_1} \left( \frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2 \alpha_2} \left( \frac{1}{h_2} + R_2 \right) + R_w \right)$$

$\eta_1$  و  $\eta_2$  بازده حرارتی سطح کلی انتقال حرارت در طرف‌های ۱ و ۲ هستند و از رابطه زیر به دست می‌آیند [۴]:

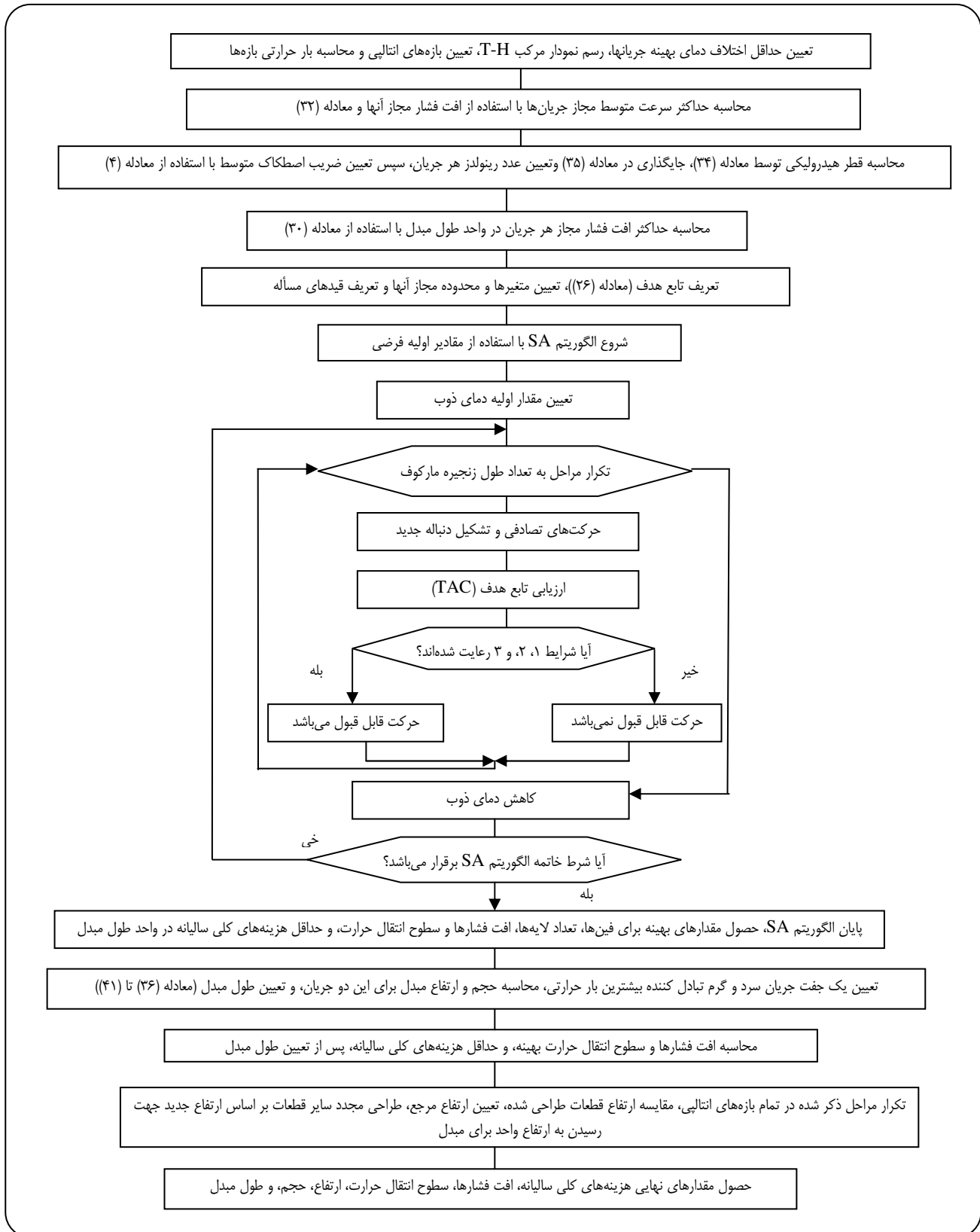
$$\eta_i = 1 + fs_i \left\{ \frac{\left[ \tanh \left[ \left( \frac{2h_i}{k_f \tau_i} \right)^{1/2} \left( \frac{d_i}{2} \right) \right] \right]}{\left[ \left( \frac{2h_i}{k_f \tau_i} \right)^{1/2} \left( \frac{d_i}{2} \right) \right]} - 1 \right\} \quad (39)$$

در این رابطه  $h_i$  ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی جریان است و با استفاده از ویژگی‌های پره و مشخصات جریان به صورت زیر محاسبه می‌شود [۴]:

$$h_i = K_{h_i} \left( \frac{1}{A_{c_i}} \right)^{1-b_i} \quad (40)$$

که در آن:

$$K_{h_i} = \frac{a_i m_i^{1-b_i} C_{p_i}}{D_h^{b_i} Pr_i^{1/3}} \quad (41)$$



شکل ۵ - دیاگرام مراحل طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی پره - صفحه‌ای چند جریانه.

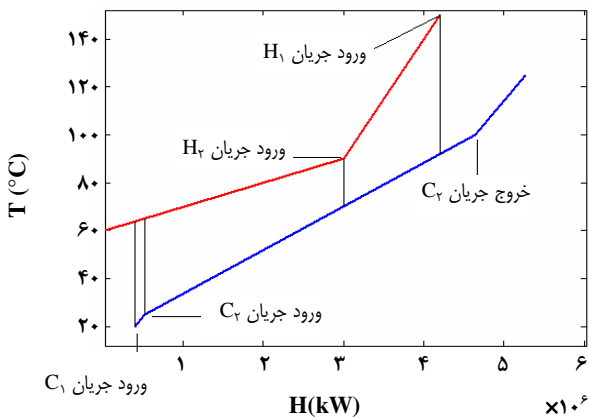
جدول ۱- داده‌های فرایندی جریان‌ها [۴].

جریان	دمای اولیه (°C)	دمای نهایی (°C)	سرعت جرمی (kg/s)	افت فشار مجاز (kPa)	چگالی (kg/m <sup>3</sup> )	ظرفیت گرمایی (J/kg°C)	گرانروی (cP)	ضریب هدایت حرارتی (W/m°C)
H <sub>1</sub>	۱۵۰	۶۰	۲۵	۴۶	۷۰۰	۸۰۰	۰٫۳	۰٫۱۲
H <sub>۲</sub>	۹۰	۶۰	۱۰۶٫۷	۶۰	۷۰۰	۷۵۰	۰٫۴	۰٫۱۲
C <sub>۱</sub>	۲۰	۱۲۵	۲۷٫۷	۳۰	۷۵۰	۹۰۰	۰٫۵	۰٫۱۲
C <sub>۲</sub>	۲۵	۱۰۰	۳۷٫۵	۸۶	۷۵۰	۸۰۰	۰٫۵	۰٫۱۲

**بررسی یک مورد مطالعاتی**

پس از ارایه روش طراحی مبتنی بر بهینه‌سازی افت فشار جریان‌ها، این روش در طراحی یک مبدل حرارتی نمونه استفاده شده است. نمونه انتخاب شده از مرجع [۴] می‌باشد، که در آن پیکون - نونر نمونه مذکور را با روش طراحی که بر اساس پیشینه‌سازی افت فشارها می‌باشد، مورد بررسی قرار داده است. مسأله به این صورت است که چهار جریان، شامل دو جریان گرم و دو جریان سرد، با مشخصات داده شده در جدول ۱، در یک شبکه بازیافت حرارتی با استفاده از یک مبدل حرارتی پره - صفحه‌ای، به صورت متقابل، تبادل حرارتی انجام می‌دهند. به منظور تعیین بازه‌های آنتالپی و رسم نمودارهای مرکب، ابتدا باید حداقل اختلاف دمای بهینه ( $\Delta T_{min}$ ) تعیین شود. حداقل اختلاف دمایی که در آن مجموع هزینه‌های تأمین سطح و انرژی حداقل شود در مرجع [۴] در ۲۰ درجه سانتی‌گراد حاصل شده است. شکل ۶ منحنی‌های مرکب T-H جریان‌های مذکور را نشان می‌دهد. با رسم خط‌های عمودی در نقاط شکستگی، شش بازه آنتالپی حاصل شده است که از این شش بازه، تنها سه بازه میانی در مبدل بازیافت حرارتی انجام می‌دهند.

با توجه به نمودار T-H، دماهای ورودی و خروجی هر یک از جریان‌ها به درون مبدل به این شرح می‌باشند: H<sub>1</sub> در دمای ۱۵۰°C وارد مبدل شده، تا رسیدن به دمای ۶۰°C گرما از دست داده و خارج می‌شود. H<sub>۲</sub> در دمای ۹۰°C وارد مبدل شده، تا رسیدن به دمای ۶۰°C گرما از دست داده و خارج می‌شود. C<sub>۱</sub> در دمای ۲۰°C وارد مبدل شده، تا دمای ۱۲۵°C گرم شده و مبدل را ترک می‌کند. C<sub>۲</sub> در دمای ۲۵°C وارد مبدل شده، تا دمای ۱۰۰°C گرم شده و مبدل را ترک می‌کند. میدان دمایی و انتالپی سه بازه میانی در جدول ۲ نشان داده شده است [۴].



شکل ۶- منحنی‌های مرکب مسأله در  $\Delta T_{min} = 20^\circ C$ .

در آغاز بهینه‌سازی تعدادی پارامتر اولیه باید تعیین شوند. این پارامترها عبارتند از:

- ۱- پارامترهای الگوریتم SA، معیارها و روابط به کار رفته در الگوریتم:
  - دمای ذوب اولیه، هر چه مقدار این پارامتر بیشتر باشد، دقت الگوریتم برای رسیدن به پاسخ بهینه بیشتر شده و از طرف دیگر زمان لازم برای دستیابی به نتیجه‌ها نیز افزایش می‌یابد. میزان این حساسیت نسبی بوده و بستگی به نوع مسأله دارد. در این مورد،  $T_{a0} = 100000$ ، در نظر گرفته شده است.
  - برای کاهش دما از قاعده نمایی کیرکپاتریک و همکارانش [۹]، استفاده شده، مقدار ضریب کاهش دما در این رابطه  $(\alpha)$ ، ۰٫۸۵ در نظر گرفته شده است.
  - معیار در نظر گرفته شده برای پذیرش جواب‌ها، معیار مترو پلیس می‌باشد [۹].
  - طول زنجیره مارکوف ۱۵۰ فرض شده است [۱۰].
  - مقدارهای اولیه متغیرها، به صورت میانگین حسابی حد بالا و پایین آنها فرض شده است: 
$$x_{i..} = \frac{x_i^U + x_i^B}{2}$$

جدول ۲- میادین دمایی و بارهای حرارتی بازه‌های انتالپی [۴].

بازه	دمای ورودی جریان‌های گرم (°C)	دمای خروجی جریان‌های گرم (°C)	دمای ورودی جریان‌های سرد (°C)	دمای خروجی جریان‌های سرد (°C)	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (°C)	انتالپی (kW)
۲	۶۵٫۳	۶۴	۲۰	۲۵	۴۲٫۱	۱۲۴٫۶
۳	۹۰	۶۵٫۳	۲۵	۷۰	۲۹٫۰	۲۴۷۱٫۸
۴	۱۵۰	۹۰	۷۰	۹۱٫۸	۳۵٫۷	۱۲۰۰٫۰

جدول ۳- افت فشارهای مجاز طولی جریان‌های ورودی به مبدل.

جریان	H <sub>۱</sub>	H <sub>۲</sub>	C <sub>۱</sub>	C <sub>۲</sub>
افت فشار طولی مجاز (Pa/m)	۳۶۶۹	۵۱۳۸	۲۳۹۸	۶۹۶۷

جدول ۴- پارامترهای اقتصادی.

پارامتر	uc (\$/m <sup>۲</sup> )	f <sub>c</sub> (\$)	AH (h/Yr)	f <sub>e</sub> (\$/kWh)	i (%)	tp (years)
مقدار	۱۹۰۰	۳۰۰۰۰	۸۰۰۰	۰٫۰۶۵	۱۵	۱۰

جدول ۵ - نتیجه‌های اولیه هندسی و اقتصادی مبدل پره - صفحه‌ای.

بازه	طول (m)	عرض (m)	ارتفاع (m)	حجم (m <sup>۳</sup> )	هزینه کلی سالیانه (\$/Yr)
۲	۰٫۰۳	۱	۰٫۱۸	۰٫۰۰۴	۱۵۷۳۹
۳	۰٫۹۹	۱	۰٫۲۶	۰٫۲۳۵	۲۲۴۱۸۹
۴	۰٫۹۰	۱	۰٫۱۲	۰٫۱۶۰	۹۴۲۹۴

#### بحث در نتیجه‌ها

به‌منظور مقایسه نتیجه‌های روش ارایه شده (روش جدید) با روش بیکون - نوئز (روش قدیمی)، مشخصات هندسی، افت فشارهای نهایی، و هزینه‌های کل سالیانه در جدول ۱۳ درج شده‌اند. نتیجه‌های مندرج در جدول ۱۳ حاکی از کاهش ۲۵ درصدی هزینه‌های کلی سالیانه نسبت به روش بیکون، پس از بهینه کردن افت فشارها می‌باشد. علاوه بر این، حجم مبدل نیز به میزان ۱۶٫۲ درصد کمتر شده است. استفاده از سطوح ثانویه با تعداد گام‌های بیشتر، و ارتفاع کمتر، باعث افزایش ضرایب انتقال حرارت و در نتیجه کاهش سطح مورد نیاز شده است. برای مقایسه افت فشارها، درصد اختلاف افت فشارهای به‌دست آمده با حداکثر افت فشارهای مجاز، برای هر جریان، در روش ارایه شده، و روش بیکون، معادله (۴) محاسبه شده است:

$$\text{Penalty} = \frac{\Delta P_{\max} - \Delta P_1}{\Delta P_{\max}} \times 100 \quad (42)$$

نتیجه‌های محاسبه انحراف افت فشارها در جدول ۱۴ نمایش داده شده‌اند. نتیجه‌ها، بیانگر این موضوع هستند که در روش بیکون، تنها افت فشار یکی از جریان‌ها اختلاف کمتر از ۵۰٪ با مقدار حداکثر خود دارد.

۲- افت فشار طولی مجاز جریان‌ها: مقدارهای حاصل شده برای جریان‌های شرکت کننده در فرآیند، بر اساس افت فشار مجاز آنها، به شرح جدول ۳ می‌باشند.

۳- علاوه بر پارامترهای طراحی، پارامترهای اقتصادی نیز باید تعیین شوند. این پارامترها برای مسأله مورد نظر، به شرح جدول ۴ در نظر گرفته شده‌اند.

مشخصات هندسی اولیه مبدل در جدول ۵، و نتایج اولیه حاصل از بهینه‌سازی برای هر قطعه از مبدل، در جدول‌های ۶ تا ۸ نمایش داده شده‌اند.

با توجه به نتیجه‌های مندرج در جدول ۵، ارتفاع بلوک‌های طراحی شده یکسان نمی‌باشند. در مرحله بعدی برای تکمیل طراحی لازم است که ارتفاع‌ها یکسان‌سازی شوند. بدین منظور، ارتفاع بلوک ۲ که بالاترین مقدار را دارد به عنوان مرجع انتخاب شده، و دو قطعه دیگر با آن هم ارتفاع خواهند شد. این کار با تغییر در تعداد گذرگاه‌های جریان و طول قطعات مبدل، در ادامه برنامه کامپیوتری، قابل دستیابی است. نتیجه‌های نهایی طراحی، پس از یکسان‌سازی ارتفاع‌ها، در جدول‌های ۱۰ تا ۱۲ نمایش داده شده‌اند. جدول ۹ مشخصات هندسی بهینه و حداقل هزینه‌های کلی سالیانه را نمایش می‌دهد.

جدول ۶- نتیجه‌های اولیه حاصل از طراحی بلوک اول.

افت فشار (Pa)	رینولدز	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ( $W/m^2C$ )	سطح کل ( $m^2$ )	گام فین ( $1/m$ )	ارتفاع فین (mm)	تعداد لایه‌ها	جریان
۸۵۸	۱۵۰۰	۲۸۰۰	۱٫۴	۳۱۲٫۶	۴٫۹	۴٫۰	H <sub>۱</sub>
۱۱۳۷	۱۲۰۰	۲۷۴۰	۱٫۴	۳۴۱٫۴	۴٫۷	۱۶٫۲	H <sub>۲</sub>
۵۶۴	۱۷۰۰	۸۱۸	۱٫۷	۸۰۹٫۷	۲٫۷	۲۰٫۲	C <sub>۱</sub>

جدول ۷- نتیجه‌های اولیه حاصل از طراحی بلوک دوم.

افت فشار (Pa)	رینولدز	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ( $W/m^2C$ )	سطح کل ( $m^2$ )	گام فین ( $1/m$ )	ارتفاع فین (mm)	تعداد لایه‌ها	جریان
۱۸۴۰۳	۱۱۵۰۰	۲۳۰۰	۵۹٫۵	۳۱۲٫۶	۴٫۹	۵٫۵	H <sub>۱</sub>
۲۳۶۶۹	۹۰۱۰	۲۲۰۰	۵۷٫۶	۳۴۱٫۳	۴٫۷	۲۱٫۷	H <sub>۲</sub>
۱۳۳۴۲	۶۹۰۰	۱۸۶۰	۶۲٫۴	۲۸۲٫۷	۵٫۱	۶٫۳	C <sub>۱</sub>
۱۰۵۹۲	۱۶۴۰	۱۷۰۰	۹۲٫۱	۷۸۱٫۰	۴٫۰	۲۰٫۹	C <sub>۲</sub>

جدول ۸- نتیجه‌های اولیه حاصل از طراحی بلوک سوم.

افت فشار (Pa)	رینولدز	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ( $W/m^2C$ )	سطح کل ( $m^2$ )	گام فین ( $1/m$ )	ارتفاع فین (mm)	تعداد لایه‌ها	جریان
۱۶۷۲۵	۱۱۶۰۰	۲۳۱۰	۳۴٫۱	۳۱۲٫۶	۴٫۹	۵٫۵	H <sub>۱</sub>
۲۰۶۵	۲۸۵۰	۶۷۷	۳۸٫۱	۴۵۴٫۳	۴٫۱	۱۲٫۸	H <sub>۲</sub>
۲۶۰۱۱	۷۱۸۰	۲۳۱۰	۳۲٫۵	۳۷۹٫۴	۴٫۶	۷٫۳	C <sub>۱</sub>

جدول ۹- نتیجه‌های نهایی هندسی و اقتصادی مبدل پره - صفحه‌ای.

هزینه کلی سالیانه (\$/Yr)	حجم ( $m^3$ )	ارتفاع (m)	عرض (m)	طول (m)	بازه
۱۵۶۳۸	۰٫۰۰۵	۰٫۲۶	۱	۰٫۰۲	۲
۲۲۴۱۸۹	۰٫۲۳۵	۰٫۲۶	۱	۰٫۹۹	۳
۱۴۳۱۴۱	۰٫۱۷۰	۰٫۲۶	۱	۰٫۶۶	۴

نیازی به این فرض نمی‌باشد و جریان‌ها به طور یکنواخت به افت فشار مجاز خود نزدیک می‌شوند [۴].

۲- در روش پیکون، دو جریان بحرانی و مرجع تعیین کننده ابعاد بلوک (طول و عرض) هستند و سایر جریان‌ها ناگزیرند بار حرارتی خود را با این ابعاد مطابقت دهند. در صورتی که در روش ارایه شده همه جریان‌ها در تعیین مشخصات هندسی مبدل دخالت دارند. از این رو، روش ارایه شده، به خصوص زمانی که تعداد جریان‌ها خیلی زیاد بوده، یا مشخصات آنها با هم تفاوت چشمگیر داشته باشند، دقیق‌تر خواهد بود [۴].

درحالی که این اختلاف در سایر جریان‌ها قابل توجه است. این در صورتی است که انحراف افت فشارها در روش ارایه شده، تقریباً یکنواخت می‌باشد و به جز یک جریان، سایر جریان‌ها به ۵۰٪ افت فشار مجاز خود دست یافته‌اند.

### نتیجه‌گیری

۱- بر اساس روش پیکون، در حالت جریان معکوس فرض شده است که تنها یک جریان قادر است به تمام افت فشارهای مجاز خود دست یابد؛ در روش ارایه شده، برای طراحی مبدل

جدول ۱۰- نتیجه‌های نهایی حاصل از طراحی بلوک اول.

جریان	تعداد لایه‌ها	ارتفاع فین (mm)	گام فین (۱/m)	سطح کل (m <sup>2</sup> )	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (W/m <sup>2</sup> °C)	رینولدز	افت فشار (Pa)
H <sub>۱</sub>	۵٫۹	۴٫۹	۳۱۲٫۶	۲٫۱	۱۵۳۰	۸۹۷۰	۲۲۹
H <sub>۲</sub>	۲۳٫۶	۴٫۷	۳۴۱٫۴	۱٫۹	۱۸۹۰	۶۹۲۰	۳۰۳
C <sub>۱</sub>	۳۸٫۷	۲٫۵	۸۰۹٫۷	۲٫۴	۵۱۸	۹۸۸	۱۵۱

جدول ۱۱- نتیجه‌های نهایی حاصل از طراحی بلوک دوم.

جریان	تعداد لایه‌ها	ارتفاع فین (mm)	گام فین (۱/m)	سطح کل (m <sup>2</sup> )	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (W/m <sup>2</sup> °C)	رینولدز	افت فشار (Pa)
H <sub>۱</sub>	۵٫۵	۴٫۹	۳۱۲٫۶	۵۹٫۵	۲۳۰۰	۱۱۵۰۰	۱۸۴۰۳
H <sub>۲</sub>	۲۱٫۷	۴٫۷	۳۴۱٫۳	۵۷٫۶	۲۲۰۰	۹۰۱۰	۲۳۶۶۹
C <sub>۱</sub>	۶٫۳	۵٫۱	۲۸۲٫۷	۶۲٫۴	۱۸۶۰	۶۹۰۰	۱۳۳۴۲
C <sub>۲</sub>	۲۰٫۹	۴٫۰	۷۸۱٫۰	۹۲٫۱	۱۷۰۰	۱۶۴۰	۱۰۵۹۲

جدول ۱۲- نتیجه‌های نهایی حاصل از طراحی بلوک سوم.

جریان	تعداد لایه‌ها	ارتفاع فین (mm)	گام فین (۱/m)	سطح کل (m <sup>2</sup> )	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (W/m <sup>2</sup> °C)	رینولدز	افت فشار (Pa)
H <sub>۱</sub>	۱۲	۴٫۹	۳۱۲٫۶	۵۶٫۰	۱۳۷۰	۵۲۹۰	۲۵۷۶
H <sub>۲</sub>	۲۸	۴٫۱	۴۵۴٫۳	۶۱٫۶	۳۶۰	۱۳۰۰	۳۱۸
C <sub>۱</sub>	۱۶	۴٫۶	۳۷۹٫۴	۵۲٫۶	۱۳۷۰	۳۲۸۰	۴۰۰۲

جدول ۱۳- جدول مقایسه نتیجه‌های حاصل از روش ارایه شده و روش بیکون.

روش طراحی	حجم کل (m <sup>3</sup> )	کل افت فشار H <sub>۱</sub> (Pa)	کل افت فشار H <sub>۲</sub> (Pa)	کل افت فشار C <sub>۱</sub> (Pa)	کل افت فشار C <sub>۲</sub> (Pa)	هزینه کلی سالیانه (\$/Yr)
روش جدید	۰٫۴۱۰	۲۱۲۰۸	۲۳۹۷۳	۱۳۸۱۱	۱۴۵۹۴	۳۸۲۹۶۸
روش قدیمی	۰٫۴۸۹	۸۲۴۴	۱۰۳۱۰	۲۰۴۹۰	۲۹۵۹۰	۵۱۱۰۲۴

در روش ارایه شده با به کارگیری  $\Delta P_L$  به جای  $\Delta P$  از استناد به این فرض اجتناب شده است.

۴- در روش بیکون، برای حل معادله ترمو هیدرولیکی، نیاز به فرض اولیه برای نوع پره‌های جریان‌های بحرانی و مرجع می‌باشد؛ که نحوه تعیین این فرض، در جواب‌های نهایی و مراحل طراحی بی‌تأثیر نخواهد بود [۴]. در صورتی که در روش ارایه شده، تنها در شروع الگوریتم SA نیاز به فرض تمام متغیرها می‌باشد، و نحوه تعیین آنها در مراحل طراحی و نتیجه نهایی تأثیر نخواهد داشت [۸].

۳- طبق روش بیکون، تنها راه حل طراحی که بر بیشینه سازی افت فشار مجاز استوار است، تعمیم یک مدل ترمو - هیدرولیکی معرفی شده است که رابطه میان افت فشار مجاز، حجم کل مبدل، و ضریب انتقال حرارت یک سمت مبدل حرارتی را برقرار می‌کند. اما برای حل این معادله اساسی، که در اصل پایه طراحی می‌باشد، به توزیع فرضی افت فشارها در بازه‌های آنتالپی استناد شده است [۴]. همانطور که پیشتر نیز اشاره شد، در مبدل‌های حرارتی پره - صفحه‌ای این فرض از دقت لازم برخوردار نمی‌باشد.

جدول ۱۴- مقایسه انحراف افت فشارها در دو روش ۱ و ۲.

روش طراحی	$H_1$	$H_2$	$C_1$	$C_2$
روش جدید	٪۵۴	٪۶۰	٪۵۴	٪۸۲
روش قدیمی	٪۸۲	٪۸۳	٪۳۲	٪۶۶

۵ - روش پیکون نسبت به تعیین تعداد لایه‌های جریان‌ی انعطاف‌پذیر نمی‌باشد، زیرا این مقادیر در انتهای طراحی، بر اساس مشخصات هندسی مبدل تعیین می‌شوند (معادله (۱۹)) [۴]. در صورتی که در روش ارایه شده، تعداد گذرگاه‌های هر جریان نیز به عنوان یکی از متغیرهای طراحی و همراه با سایر متغیرها بهینه می‌شود.

۶ - پیکون یکنواخت بودن توزیع جریانها را در انتهای روش خود بررسی می‌کند. به این ترتیب که اگر مقدار  $(\eta hA)$  برای کلیه جریان‌های گرم، و نیز این مقدار برای کلیه جریان‌های سرد برابر باشد، یکنواخت بودن جریانها تضمین می‌شود [۴]. این مرحله از طراحی، آن هم در انتهای برنامه، و به ویژه اگر تعداد جریانها زیاد باشند، بیش از پیش، بر پیچیدگی مسأله می‌افزاید. در روش ارایه شده به این علت که توزیع یکنواخت جریانها نیز به عنوان یکی از قیدهای مسأله در همان ابتدای الگوریتم تعریف می‌شود، از وارد شدن به این حلقه پیچیده اجتناب شده است. به این ترتیب به طور قطع، جواب‌های به‌دست آمده در انتهای برنامه، در شرایط توزیع یکنواخت جریان‌ی خواهند بود.

۷- پیکون روش خود را برای جریانهای متقابل پایه‌ریزی کرده است [۴]. در صورتی که روش ارایه شده برای تمام حالت‌های جریان‌ی متقابل، متقاطع و همسو، قابل تعمیم و کاربرد می‌باشد.

## تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله از شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت کشور که از این پروژه حمایت مالی نمودند، کمال تشکر را دارند.

## فهرست نمادها

A	سطح کلی انتقال حرارت، $m^2$
$A_C$	سطح آزاد انتقال حرارت، $m^2$
AH	مدت عملیات در یک سال، h/Yr
a	ضریب رابطه ضریب کالبرن و عدد رینولدز
b	توان رابطه ضریب کالبرن و عدد رینولدز
$C_p$	ظرفیت انتقال حرارت ویژه، $J/kg^{\circ}C$

$C_1$	ضریب هزینه سرمایه‌گذاری سالیانه
$D_h$	قطر هیدرولیکی، m
E	توان پمپاژ، W
F	ضریب تصحیح جریان‌های غیرمتقابل
f	ضریب اصطکاک
fc	هزینه‌های ثابت، \$
fe	هزینه‌های الکتریکی، \$/kWh
$f_s$	نسبت سطح فین به سطح کل
H	انتالپی، kW
HT	ارتفاع مبدل، m
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، $W/m^2^{\circ}C$
IC	هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، \$
j	ضریب کالبرن
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی سیال، $W/m^{\circ}C$
$K_h$	ثابت ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی
L	طول مبدل، m
$\dot{m}$	سرعت جرمی جریان، kg/s
N	تعداد گذرگاه‌های جریان
OMC	هزینه‌های عملیات و نگهداری، \$
Pr	عدد پرانتل
$\Delta P$	افت فشار، Pa
$\Delta T$	اختلاف دما، $^{\circ}C$
Q	بار حرارتی، W
R	ضریب مقاومت حرارتی، $m^2^{\circ}C/W$
Re	عدد رینولدز
$R_w$	مقاومت حرارتی دیواره، $m^2^{\circ}C/W$
St	عدد استانتون
T	دما، $^{\circ}C$
tp	عمر مفید کارکرد، Yr
TAC	هزینه‌های کلی سالیانه، \$/Yr
uc	هزینه هر واحد مبدل به ازای واحد سطح مبدل، $\$/m^2$
V	حجم، $m^3$
$\bar{v}$	سرعت متوسط
W	عرض مبدل حرارتی، m
x	ضریب رابطه ضریب اصطکاک و عدد رینولدز
y	توان رابطه ضریب اصطکاک و عدد رینولدز

		<b>زیرنویس‌ها</b>	
$\beta$	نسبت سطح کل انتقال حرارت یک جریان		طرف سرد مبدل
	بر حجم بین صفحات عبور دهنده آن جریان، $m^2/m^3$	c	طرف گرم مبدل
$\delta$	فاصله بین دو صفحه مجاور، m	h	شرایط ورودی جریان
$\varepsilon$	ضخامت صفحه، mm	i	اختلاف دمای لگاریتمی متوسط
$\kappa$	ضریب هدایتی پره، $W/m^{\circ}C$	LM	شرایط اولیه
$\mu$	گرانروی سیال، $kg/m.s$	s	شرایط نهایی
$\rho$	چگالی سیال، $kg/m^3$	t	کل
$\eta$	راندمان دمایی پره	t	شرایط دیواره
$\eta_p$	راندمان پمپاژ	w	شرایط خروجی جریان
$\tau$	ضخامت پره mm	o	

**حروف یونانی**

	$\alpha$	نسبت سطح کل انتقال حرارت یک جریان
		بر حجم کل، $m^2/m^3$

تاریخ دریافت: ۱۳۸۸، ۵/۱۰ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۸۸، ۱۲/۲۴

**مراجع**

- [1] Saunders, E. A. D., "Heat exchangers: Selection, Design and Construction", Longman, S., New York, 4, 16, 17 (1988).
- [۲] م. ر. جعفری نصر، م. سعیدان، طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی قاب و صفحه‌ای، نشریه شیمی و مهندسی شیمی ایران، (۴) ۲۷، ص. ۷۹ (۱۳۸۷).
- [3] Peng, H., Ling, X., Optimal Design Approach for the Plate-Fin Heat Exchangers Using Neural Networks Cooperated with Genetic Algorithms, *Applied Thermal Engineering*, **28**(5-6), p. 642 (2008).
- [4] Picon- Nunez M., Polley G.T., Medina- Flores M., Thermal Design of Multi-Stream Heat Exchangers, *Applied Thermal Engineering*, **22**(14), p. 1643 (2002).
- [5] Hoffman T.W., "Optimal Design of Heat Exchanger Network and Evaluation of Current Procedures, in: Heat Exchangers; Design and Theory Sourcebook", McGraw Hill Book Co., New York, pp. 121-153, (1974).
- [6] Kays W. M., London A.L., "Compact Heat Exchangers", 3<sup>rd</sup> Ed., McGraw Hill, New York, (1984).
- [7] Smith R., "Chemical Process Design and Integration",: John Wiley and Sons Ltd., New York (2005).
- [8] Pedamallu C.S., Ozdamar L., Investigating a Hybrid Simulated Annealing and Local Search Algorithm for Constrained Optimization, *European Journal of Operational Research*, **185**(3), p. 1230 (2008).



- [9] Clemente A. Rodriguez, Fouling Mitigation Strategies for Heat Exchanger Networks, PhD thesis, University of Manchester, UK, (2005).
- [10] Reneaume J.M., Niclout N., MINLP Optimization of Plate Fin Heat Exchangers, *Chem. Biochem. Eng., Q.* **17**(1), p. 65 (2003).