

طراحی بهینه‌ی مبدل‌های پوسته و لوله‌یی با استفاده از نظریه‌ی ساختاری

مجید امیدپور (دانشیار)

اباذر وحدت آزاد (دانشجوی کارشناسی ارشد)
دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیر طوسی

در این نوشتار طراحی مبدل پوسته و لوله‌یی با استفاده از روش جدید و کارآمد نظریه‌ی ساختاری^۱ - روش نوین طراحی بهینه در زمینه‌های فنی و مهندسی - مورد بررسی قرار گرفته است. هدف این بررسی بهینه‌سازی مبدل پوسته و لوله‌یی با دیدگاه کاهش هزینه‌ی کلی مبدل با استفاده از نظریه‌ی ساختاری است. هزینه‌ی کلی مبدل ناشی از هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه‌ی عملیاتی است. به‌کارگیری نظریه‌ی ساختاری موجب افزایش ضریب انتقال کلی مبدل پوسته و لوله‌یی و در نتیجه کاهش هزینه‌ی سرمایه‌گذاری برای ساخت سطح انتقال حرارت می‌شود. همچنین هزینه‌ی عملیاتی ناشی از هزینه‌ی انرژی پمپاژ برای غلبه بر افت فشار ناشی از اصطکاک در این روش کمیته‌سازی می‌شود. در نهایت از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی تابع هدف که یک مدل ریاضی برای هزینه‌ی مبدل پوسته و لوله‌یی طراحی شده بر مبنای نظریه‌ی ساختاری است، استفاده می‌کنیم. نتایج حاصل از این تحقیق بیش از ۵٪ کاهش در هزینه‌های کلی مبدل را نشان می‌دهد.

واژگان کلیدی: مبدل پوسته و لوله، بهینه‌سازی، نظریه‌ی ساختاری، الگوریتم ژنتیک.

amidpour@kntu.ac.ir
avabazar@yahoo.com

۱. مقدمه

دسترس‌ی اجزاء سیستم به جریان باعث تداوم و بقاء آن سیستم می‌شود. به عبارت دیگر حالت بهینه در یک سیستم جریان هنگامی رخ می‌دهد که بیشترین دسترس‌ی به جریان در اجزاء آن سیستم وجود داشته باشد. این نظریه مفهوم دسترس‌ی به جریان و حالت بهینه‌ی یک سیستم را متناسب با انواع سیستم‌های جریانی تعریف کرده است. به عنوان مثال در جریان سیال داخل لوله‌ها و کانال‌ها چنانچه افت فشار مسیر جریان کاهش یابد، دسترس‌ی اجزاء به جریان بیشتر خواهد شد. در سیستمی که جریان عبارت از شار انرژی حرارتی بین دو منبع گرم و سرد است، هرچه دسترس‌ی منبع سرد به جریان انرژی حرارتی از منبع گرم بیشتر شود بازده حرارتی آن سیستم افزایش می‌یابد. بنابراین با کاهش افت انرژی حرارتی و کاهش مقاومت حرارتی، سیستم مورد نظر به حالت بهینه نزدیک می‌شود. نظریه‌ی ساختاری تاکنون به منظور بهینه‌سازی سیستم‌های جریان در زمینه‌ی پدیده‌های طبیعی و موضوعات فنی و مهندسی کاربرد داشته است. در طراحی سیستم‌های جریانی موجود در طبیعت با استفاده از نظریه‌ی ساختاری، ابتدا فرض شده که آن سیستم جریانی ساخته نشده یا وجود خارجی ندارد. پس از فرایند طراحی با استفاده از نظریه‌ی ساختاری و بهینه‌سازی (بیشینه کردن) دسترس‌ی اجزاء به جریان، مشاهده شد که حالت بهینه‌ی طراحی شده با آنچه قبلاً در طبیعت موجود بوده تطابق دارد.^[۱۳-۱۱] این مسئله مؤید صحت و درستی نظریه‌ی ساختاری است. از جمله سیستم‌های جریانی موجود در طبیعت می‌توان به جریان سیال هوا در سیستم تنفسی (شش و ریه)، جریان سیال خون در

مبدل‌های پوسته و لوله‌یی جزء متداول‌ترین تجهیزات حرارتی به‌کار رفته در صنایع و کارخانجات صنعتی اند. از این رو، علی‌رغم وجود مبدل‌های مختلف حرارتی، مبدل پوسته و لوله‌یی در فعالیت‌های صنعتی جایگاه مهم‌تری یافته است. به دلیل نقش مهم مبدل‌های پوسته و لوله‌یی، مقالات بسیاری در زمینه‌ی بهینه‌سازی طراحی مبدل، استفاده از شیوه‌های مختلف بهینه‌سازی (از قبیل روش‌های عددی از دیدگاه توابع هدف غیرخطی،^[۲،۳] روش‌های گرافیکی،^[۴،۵] و روش‌های بهینه‌سازی تکاملی مانند شبیه‌سازی تیرید^[۵،۶] و الگوریتم ژنتیک^[۸-۶]) به چاپ رسیده است. از این شیوه‌ها با توجه به فرمول‌بندی مسئله از دیدگاه توابع هدف (نظیر سطح انتقال حرارت یا هزینه‌ی کلی سالیانه)، قیده‌های بهینه‌سازی (نظیر افت فشار، محدوده‌ی سرعت، معادلات انتقال حرارت و جریان سیال) و متغیرهای تصمیم‌گیری (نظیر قطر لوله‌ها، تعداد لوله‌ها، تعداد بافل‌ها،^[۱۰،۹] قطر پوسته و غیره) استفاده شده است.

۲. نظریه‌ی ساختاری

در این نوشتار از نظریه‌ی ساختاری پروفیسور آدریان بجان^۳ به منظور افزایش ضریب انتقال حرارت استفاده شده است. بر این اساس در یک سیستم جریانی، افزایش

تاریخ: دریافت ۱۰/۳/۱۳۸۸، اصلاحیه ۱۳/۳/۱۳۸۹، پذیرش ۱۲/۵/۱۳۸۹.

که در آن h_i و h_o به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در داخل لوله و فضای بین دو لوله است. مقدار h_i از رابطه‌ی ۳ به دست می‌آید:

$$h_i = \frac{Nu_i \cdot k_i}{d_i} \quad (3)$$

در این رابطه عبارات Nu_i ، k_i و d_i به ترتیب معرف عدد ناسلت، ضریب هدایت حرارتی و قطر لوله‌ی داخلی هستند. عدد ناسلت عبارت است از:

$$Nu_i = 0.7^{0.23} \cdot Re_i^{0.4} \cdot Pr_i^{0.33} \quad (4)$$

Re_i و Pr_i اعداد بی‌بعد رینولدز و پرانتل در داخل لوله‌اند. با جایگزینی این اعداد در رابطه‌ی ۳ و برحسب مشخصات و پارامترهای فیزیکی جریان سیال در لوله نتیجه می‌گیریم که:

$$h_i = \frac{b}{d_i^{1.8}} \quad (5)$$

b عددی ثابت و برابر است با:

$$b = \left(0.7^{0.697} k_i \cdot Pr_i \cdot m_i^{0.4} \right) / (\mu_i \cdot \rho_i) = cte \quad (6)$$

در رابطه‌ی ۶ عبارات μ_i ، ρ_i و m_i به ترتیب چگالی، گرانروی (ویسکوزیته) و دبی جرمی سیال داخل لوله‌اند. بنابراین نتیجه می‌گیریم که با افزایش قطر لوله‌ی داخلی (d_i) ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (h_i) در لوله‌ی داخلی کاهش می‌یابد.

عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در فضای بین دو لوله از روابط ۷ و ۸ محاسبه می‌شود:

$$Nu_o = 0.7^{0.364} \cdot Re_o^{0.55} \cdot Pr_o^{0.33} \quad (7)$$

$$h_o = \frac{Nu_o \cdot k_o}{d_h} \quad (8)$$

در این روابط d_h ، Re_o ، Pr_o ، Nu_o ، k_o ، d_h به ترتیب بیانگر قطر هیدرولیکی، ضریب هدایت حرارتی، عدد ناسلت، عدد پرانتل و عدد رینولدز برای سیال بین دو لوله است. اندازه‌ی قطر هیدرولیکی برابر است با: [۲۱]

$$d_h = 1.25 \cdot d_i \quad (9)$$

همانند حالت قبل، با استفاده از رابطه‌ی ۹ و با جایگزینی مقادیر پارامترها در رابطه‌ی ۸ داریم:

$$h_o = \frac{q}{d_i^{0.55}} \quad (10)$$

q عددی است ثابت و برابر است با:

$$q = 0.7^{0.364} \cdot \left(\frac{2 \cdot m_o}{(0.725 \cdot \pi \cdot \mu_o)} \right)^{0.55} \cdot Pr_o^{0.33} = cte \quad (11)$$

با جایگذاری روابط ۱۰ و ۵ در رابطه‌ی ۲ داریم:

$$U = \frac{h_i \cdot h_o}{h_i + h_o} \cdot A = \frac{\pi \cdot L \cdot q \cdot b}{q \cdot d_i^{1.8} + b \cdot d_i^{0.55}} \quad \text{و} \quad q, b = cte > 0 \quad (12)$$

از رابطه‌ی ۱۲ نتیجه می‌گیریم که اندازه‌ی قطر با ضریب انتقال حرارت کلی مبدل دولوله‌ی نسبت عکس دارد و کاهش یکی به افزایش دیگری منجر می‌شود. بنابراین در طراحی براساس نظریه‌ی ساختاری که هدف آن افزایش ضریب انتقال حرارت و

رگ‌ها، [۱۴] جریان اطلاعات در سیستم دستگاه عصبی موجودات زنده، جریان سیال آب در حوزه‌ی رودخانه‌ها، جریان ذرات باردار بین ابرها (رعد و برق)، جریان مواد غذایی در آوند برگ گیاهان، جریان حرارت در بین سرخ‌رگ‌ها و سیاهرگ‌ها و پوست بدن موجودات زنده [۱۴] و غیره اشاره کرد. درخصوص طراحی مهندسی می‌توان به طراحی فین‌ها و پره‌های قطعات خنک‌کننده‌ی لوازم الکتریکی، [۱۵] طراحی مبدل حرارتی صفحه‌یی، [۱۶] طراحی مبدل حرارتی دیسکی، [۱۷] پیل‌های سوختی [۱۸] و ترافیک شهری [۱۹] اشاره کرد. طراحی بهینه برای افزایش میزان دسترسی اجزاء یک سیستم جریانی، معمولاً برای مسیر جریان سیال در سیستم شکل‌های دندانه‌یی [۲۰] و درختی [۱۷، ۱۶] را ترسیم می‌کند.

در این نوشتار با به‌کارگیری نظریه‌ی ساختاری، مدلی برای طراحی بهینه‌ی مبدل حرارتی پوسته و لوله‌ی به دست می‌آید. هزینه‌ی کلی شامل هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و هزینه‌ی عملیاتی مبدل به‌عنوان تابع هدف مدل است. با استفاده از الگوریتم ژنتیک تابع هدف مدل طراحی‌شده به‌وسیله‌ی نظریه‌ی ساختاری را بهینه‌سازی (کمینه) می‌کنیم.

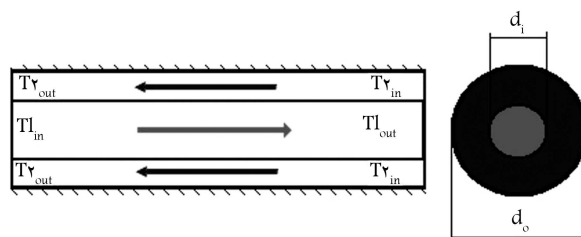
۳. مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری

در این نوشتار مبدل پوسته و لوله‌ی را که با استفاده از نظریه‌ی ساختاری طراحی می‌شود، مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری می‌نامیم. با توجه به تعریف نظریه‌ی ساختاری، در یک مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری برای افزایش دسترسی جریان سرد به شار انرژی حرارتی جریان گرم باید مقاومت حرارتی کمینه‌سازی شود. به عبارت دیگر، هرچه ضریب انتقال حرارت جریان سرد و گرم در مبدل بیشتر باشد به هدف نظریه‌ی ساختاری نزدیک‌تر می‌شویم. ابتدا به مدل‌سازی و بهینه‌سازی انتقال حرارت در یک مبدل دولوله‌ی ساده می‌پردازیم. سپس نتایج حاصل از بررسی انتقال حرارت در مبدل ساده‌ی دولوله‌ی را به یک مبدل پوسته و لوله‌ی تعمیم می‌دهیم. در شکل ۱ دو لوله‌ی هم‌مرکز نشان داده شده است. جریان سرد و گرم به ترتیب در فضای بین دو لوله و در داخل لوله‌ی مرکزی در خلاف جهت یکدیگر جریان دارند. نرخ تبادل انرژی حرارتی بین دو جریان سرد و گرم از رابطه‌ی ۱ به دست می‌آید:

$$Q = u \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

که در آن A سطح تبادل حرارت (مساحت سطح لوله‌ی داخلی با قطر d_i و طول L) و ΔT اختلاف دمای میانگین بین دو جریان است. ضریب انتقال حرارت مبدل (u) از رابطه‌ی ۲ به دست می‌آید:

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2)$$

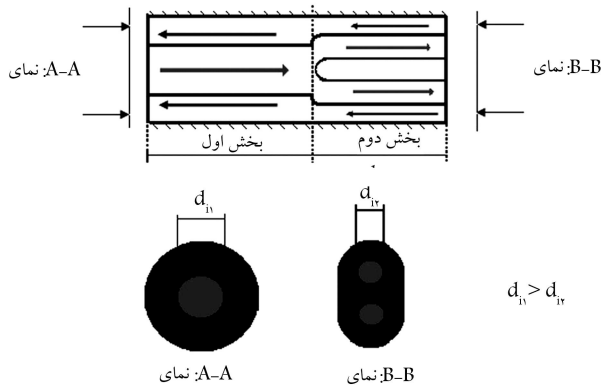


شکل ۱. مبدل دولوله‌ی.

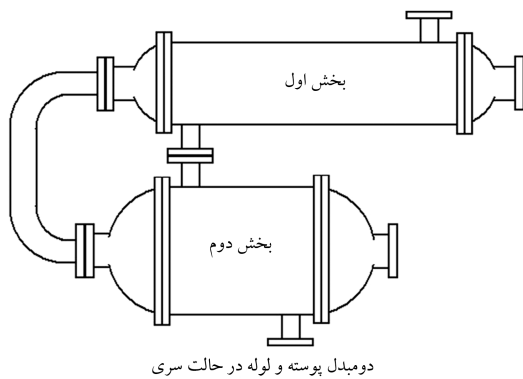
مقداری کم‌تر از d_1 است. طول قسمت اول L_1 و طول قسمت دوم L_2 است. در این حالت با مقایسه و سنجش هزینه‌های عملیاتی و هزینه سرمایه‌گذاری و انتخاب مقادیر مناسب d_1 ، d_2 ، L_1 و L_2 ، مقدار بهینه هزینه کلی را به دست می‌آوریم.

در این روش دست‌یابی به نقطه‌ی بهینه (نمودار شکل ۲) ممکن می‌شود. جایی که جریان به دو قسمت تقسیم می‌شود را محل تقسیم جریان می‌نامیم. این شکل دارای یک نقطه‌ی تقسیم است، اما می‌توان با افزایش تعداد تقسیمات درجه‌ی آزادی فرایند بهینه‌سازی را افزایش داد. هر یک از این تقسیمات باعث به وجود آمدن شکل درختی می‌شود. چنان‌که در مقدمه ذکر شد، پیکربندی درختی جزء شکل‌های متوالی است که با استفاده از نظریه‌ی ساختاری به وجود می‌آید.

این روش برای بهینه‌سازی مبدل پوسته و لوله‌ی نیز قابل اجراست. مبدل پوسته و لوله‌ی مانند مبدل دولوله‌ی است که تعداد لوله‌های آن افزایش یافته است. در این حالت پوسته‌ی مبدل پوسته و لوله‌ی مانند لوله‌ی خارجی مبدل دولوله‌ی است. برای تعمیم این روش به مبدل‌های پوسته و لوله‌ی کافی است که تعداد لوله‌های قسمت اول مبدل لوله‌ی را افزایش دهیم. در این صورت اگر قسمت اول دارای n لوله باشد قسمت دوم دارای $2n$ لوله خواهد بود، زیرا جریان هر لوله در نقطه‌ی تقسیم به دو قسمت تبدیل می‌شود. در این مطالعه مبدل پوسته و لوله‌ی را که با روش توضیح داده شده به دست می‌آید، «مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری» می‌نامیم. بنابراین چنین مبدلی از چند بخش متوالی (به تعداد تقسیمات درختی) تشکیل شده، به طوری که تعداد لوله‌های هر قسمت در محل تقسیمات درختی به دو برابر افزایش می‌یابد.



شکل ۳. تقسیم جریان لوله به دو قسمت با قطر کم‌تر.



شکل ۴. مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری حاصل از دو مبدل پوسته و لوله‌ی سری.

کاهش مقاومت حرارتی است، باید قطر لوله‌ی داخلی را کم‌تر کنیم. به عبارت دیگر، با کاهش قطر لوله‌ی داخلی، به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت و افزایش دسترسی جریان سرد به شار حرارتی جریان گرم، به مفهوم نظریه‌ی ساختاری عمل کرده‌ایم. اما کاهش قطر تأثیر دیگری نیز در طراحی مبدل دولوله‌ی دارد. براساس رابطه‌ی داری و سیباخ، رابطه‌ی افت فشار جریان‌های داخلی و جریان‌های بین دو لوله با قطر لوله‌ی داخلی مبدل عبارت است از:

$$\Delta P_i = \eta \cdot L \cdot d_i^{-3} \quad (13)$$

$$\Delta P_o = \lambda \cdot L \cdot d_h^{-3} \quad (14)$$

$$\Delta P_{total} = \Delta P_o + \Delta P_i \quad (15)$$

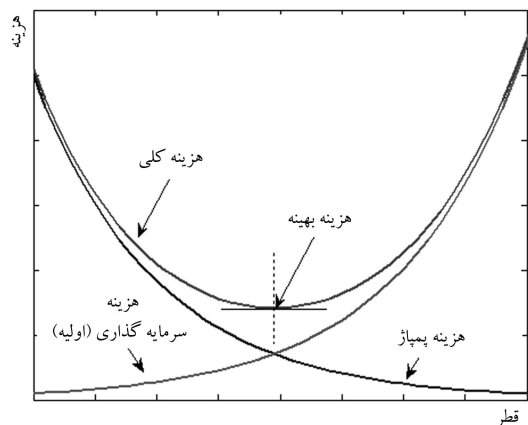
$$\Delta P_{total} = (\lambda + \nu) \cdot L \cdot d_h^{-3} \quad (16)$$

$$\Delta P_{total} = \xi \cdot L \cdot d_h^{-3} \text{ و } \xi = \lambda + \nu = cte > 0 \quad (17)$$

در روابط فوق ΔP_o نشان‌گر افت فشار در داخل لوله، ΔP_i نشان‌گر افت فشار بین دو لوله، و ΔP_{total} نشان‌گر افت فشار کلی است. از رابطه‌ی ۱۷ نتیجه می‌گیریم که با کاهش قطر لوله افت فشار افزایش می‌یابد. مقایسه‌ی نتیجه‌ی به دست آمده از دو مرحله‌ی قبل نشان می‌دهد که کاهش قطر لوله‌ی داخلی نتیجه‌ی مطلوبی بر افزایش ضریب انتقال حرارت کلی دارد، اگرچه باعث افزایش افت فشار می‌شود. بنابراین به منظور دست‌یابی به حالت بهینه باید معیاری مناسب را مورد ارزیابی قرار دهیم.

در این نوشتار تابع هدف، هزینه‌ی کلی مبدل است. هزینه‌ی کلی شامل هزینه‌ی سطح مورد نیاز برای تبادل حرارت و هزینه‌ی عملیاتی شامل هزینه‌ی پمپاژ برای غلبه بر افت فشار در مبدل است که به ترتیب با کاهش و افزایش قطر، هزینه‌های مذکور کاهش می‌یابند. شکل ۲ رابطه‌ی بین حالت بهینه، هزینه‌ی عملیاتی (هزینه‌ی پمپاژ)، هزینه‌ی سرمایه‌گذاری (هزینه‌ی سطح مورد نیاز برای تبادل حرارت) را با تغییرات قطر نشان می‌دهد.

در این مطالعه پیشنهاد می‌کنیم که قطر لوله در طول مبدل تغییر کند تا هم ضریب انتقال حرارت افزایش یابد و هم افت فشار کم‌تر دچار افزایش شود. مبدل دولوله‌ی را در نظر بگیرید که قطر لوله در طول مبدل کاهش یافته است (شکل ۳). در این شکل مبدل را به دو قسمت تقسیم می‌کنیم. در قسمت اول لوله‌ی داخلی دارای قطر d_1 و در قسمت دوم لوله‌ی دارای قطر d_2 است، که



شکل ۲. رابطه‌ی بین حالت بهینه، هزینه‌ی عملیاتی (هزینه‌ی پمپاژ)، هزینه‌ی سرمایه‌گذاری با تغییرات قطر.

در نهایت ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه‌ی ۲۶ محاسبه می‌شود:

$$u_t = \frac{h_i \cdot h_o}{h_i + h_o} \cdot A \quad (26)$$

اگر در این مرحله مقدار u_t با مقدار اولیه‌ی u که در آغاز از جداول استخراج کرده بودیم یکسان نباشد، مقدار بار حرارتی که در مبدل گرمایی مبادله می‌شود، با مقدار مطلوب از پیش تعیین شده یکسان نخواهد بود. لذا باید در پارامترهای طراحی تغییر داده شود. نسبت قطر به طول $(\frac{d}{L})$ یکی از پارامترهای مهم در این زمینه است. با تغییر مناسب پارامتر $(\frac{d}{L})$ محاسبات مربوط به طراحی تکرار می‌شود. در نهایت اگر مقدار بار حرارتی مبادله‌شده در مبدل (Q) که از محاسبات مجدد به دست آمده، با مقدار مورد نظر که از رابطه‌ی ۲ تعیین شده است، برابر نباشد مجدداً با ایجاد تغییرات مناسب در پارامتر $(\frac{d}{L})$ روند طراحی تکرار می‌شود، تا نتیجه‌ی مطلوب حاصل شود.

۵. معادلات مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری

مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری یک مبدل سری است که تعداد لوله‌های هر بخش متوالی و سری ۲ برابر بخش قبلی آن است. در مبدل‌های سری ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه‌ی ۲۷ به دست می‌آید:

$$U_c = \sum_{j=1}^N u_j \cdot A_j \quad (27)$$

که در آن N تعداد مبدل‌های سری، A_j مساحت سطح تبادل حرارت و u_j ضریب انتقال حرارت قسمت j ام مبدل‌های سری است. بار حرارتی مبدل سری از رابطه‌ی ۲۸ محاسبه می‌شود:

$$Q_c = F_c \cdot U_c \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (28)$$

عبارت F_c بیانگر ضریب تصحیح مبدل‌های سری است. [۲۷] تمامی روابط یادشده برای مبدل‌های پوسته و لوله‌ی معمولی در مبدل‌های پوسته و لوله‌ی ساختاری نیز قابل استفاده است. نسبت قطر و نسبت طول لوله‌های هر بخش به قطر و طول لوله‌های بخش قبلی آن را به ترتیب به صورت $r = \frac{d_j}{d_{j-1}}$ و $z = \frac{L_j}{L_{j-1}}$ تعریف می‌کنیم.

۶. فرایند بهینه‌سازی

۱.۶. متغیرهای تصمیم‌گیری و تابع هدف

طراحی مبدل شامل انتخاب و تعیین اندازه‌ی اجزاء مکانیکی اصلی مبدل به منظور رسیدن به بار حرارتی مورد نظر در مبدل است. برای یک مبدل حرارتی با بار حرارتی برابر، می‌توان چندین راه حل مختلف و مشخصات مختلف طراحی مناسب در نظر گرفت. اما در میان تمام گزینه‌های طراحی مبدل، فقط یک مجموعه پارامترهای طراحی را می‌توان به عنوان راه حل بهینه در نظر گرفت. معمولاً حالت بهینه با توجه به عوامل اقتصادی تعیین می‌شود. هدف از فرایند بهینه‌سازی کاهش هزینه‌ی سرمایه‌گذاری ناشی از سطح مورد نیاز برای تبادل حرارت و هزینه‌ی عملیاتی جهت تأمین هزینه‌ی پمپاژ برای غلبه بر افت فشار است. برای بهینه‌سازی و مشخص کردن حالت بهینه‌ی یک مبدل ساختاری باید مدل ریاضی آن را با توجه به روابط

اما در عمل ساخت چنین مبدلی با مشکلات فراوان مواجه است و امکان عملیات رسوب‌زدایی و تعمیر و نگهداری در آن دشوار است. برای حل این مشکل پیشنهاد می‌شود بخش‌های متوالی یک مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری را با استفاده از روش طراحی مبدل‌های سری تعیین کنیم. مثلاً در این حالت مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری دوتقسیمه یک مبدل سری است که از دو بخش متوالی تشکیل شده و تعداد لوله‌های بخش دوم دو برابر لوله‌های بخش اول است (شکل ۴). در این شکل نمایی از مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری نشان داده شده که موجب بیش از ۵۰٪ صرفه‌جویی در هزینه‌های مبدل مورد بررسی در این مطالعه شده است. در قسمت بعد معادلات مربوط به طراحی مبدل پوسته و لوله‌ی معمولی و مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری ارائه می‌شود.

۴. معادلات مبدل پوسته و لوله‌ی

روش کرن^۴ در بین روش‌های طراحی مبدل، روشی متداول و معمول است. [۲۸] در این روش بیشتر پارامترهای طراحی به صورت یک رابطه‌ی ثابت‌اند. ابتدا بار حرارتی مبدل از رابطه‌ی ۱۸ محاسبه می‌شود. با توجه به داشتن مقدار دبی سیال‌های ورودی و خروجی می‌توان حرارت لازم برای مبادله را محاسبه کرد.

$$Q = \dot{m}_c c_p \Delta T = \dot{m}_h c_p \Delta T \quad (18)$$

همچنین می‌دانیم که حرارت مبادله‌شده در مبدل از رابطه‌ی ۱۹ محاسبه می‌شود. البته مقدار U در ابتدای طراحی بر مبنای جداول مربوط به u حدس زده می‌شود. با توجه به مقادیر به دست آمده (Q) از رابطه‌ی ۲ می‌توان مساحت سطح تبادل حرارت را محاسبه کرد:

$$Q = F u A \Delta T_{LMTD} \quad (19)$$

$$A = \frac{Q}{u F \Delta T_{LMTD}} \quad (20)$$

که در آن F ضریب تصحیح، u ضریب انتقال حرارت، A سطح انتقال حرارت و ΔT_{LMTD} اختلاف دمای لگاریتمی بین دو جریان است. قطر و طول لوله را از رابطه‌ی ۲۱ می‌توان محاسبه کرد:

$$A = \pi \cdot n \cdot d \cdot L \quad (21)$$

n بیانگر تعداد لوله‌های مبدل، d قطر لوله‌ها و L طول آنهاست. سپس عدد ناسلت در سمت لوله از رابطه‌ی ۲۲ به دست می‌آید:

$$Nu_i = 0.7^{0.23} \cdot Re_i^{0.8} \cdot pr_i^{0.4} \quad (22)$$

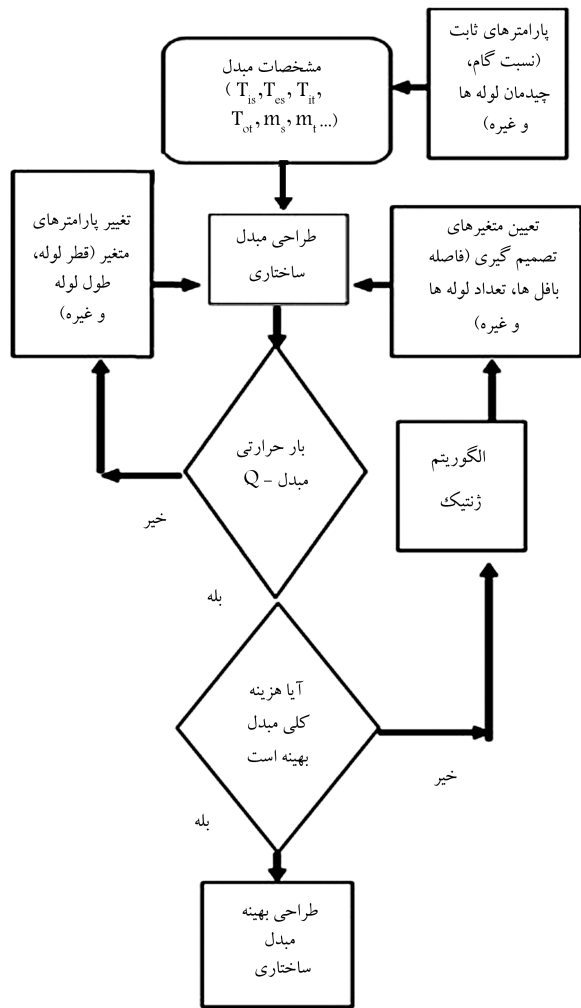
حال با داشتن عدد ناسلت ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در سمت لوله را طبق رابطه‌ی ۲۳ محاسبه می‌کنیم:

$$h_i = \frac{Nu_i \cdot k_i}{d} \quad (23)$$

در تمامی این رابطه‌ها، اندیس i بیانگر جریان داخل لوله‌ها و اندیس o بیانگر جریان سمت پوسته است. در این مرحله عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سمت پوسته چنین محاسبه می‌شود:

$$Nu_o = 0.36 \cdot (Re_o^{0.55}) \cdot (pr_o^{0.4}) \quad (24)$$

$$h_o = \frac{Nu_o \cdot k_o}{d} \quad (25)$$



شکل ۵. نحوه طراحی مبدا و مدل سازی و بهینه سازی تابع هدف.

در این روش از الگوریتم ژنتیک [۲۳] که یک روش جست و جوی نقطه‌ی بهینه است، برای یافتن مقادیر بهینه‌ی پارامترهای طراحی استفاده شده تا مقدار کمینه‌ی هزینه کل مبدا به دست آید. با استفاده از جمع‌ابزار الگوریتم ژنتیک نرم‌افزار MATLAB، مدل ریاضی مبدا حرارتی بهینه‌سازی می‌شود. الگوریتم ژنتیک در هر مرحله جست و جوی با تولید ۵۰ نقطه‌ی تصادفی در محدوده‌ی جست و جوی پارامترهای ورودی مقدار بهینه را مشخص می‌کند. سپس با تکرار کار تا ۲۰۰ مرحله‌ی متوالی به نقطه‌ی بهینه‌ی مطلق تابع هدف می‌رسد.

۷. مورد مطالعاتی

کارایی روش پیشنهادی در این مطالعه با تحلیل یک مثال برگرفته از منابع مرتبط به منظور اطمینان از صحت داده‌ها ارزیابی شده است. مورد مطالعاتی این نوشتار طراحی مبدا حرارتی برای دو سیال آب تقطیر شده و آب تصفیه نشده (آب دریا) است. [۲۱] بار حرارتی مبدا ۰/۴۱۵ مگاوات است. مشخصات مربوط به این مبدا در جدول ۱ آورده شده است. آب تقطیر شده در سمت پوسته و آب تصفیه نشده در سمت لوله جریان دارد.

ارائه شده در دو قسمت قبلی ساخت. در این مدل ریاضی مقدار هزینه‌ی کلی مبدا به عنوان تابع هدف تعریف می‌شود. سپس الگوریتم ژنتیک با انتخاب متغیرهای تصمیم‌سازی شروع به بهینه‌سازی تابع هدف می‌کند. در نتیجه با کم‌ترین مقدار هزینه می‌توان انتظار داشت که بیشترین مقدار ضریب انتقال حرارت (راندمان حرارتی) با توجه به مصرف کمینه‌ی انرژی پمپاژ ناشی از افت فشار ممکن به دست آمده است.

متغیرهای تصمیم‌گیری شامل قطر لوله‌ها در قسمت اول (d_1)، تعداد لوله‌ها در بخش اول (n)، فاصله‌ی بافل‌ها در هر بخش (B)، نسبت طول لوله‌ها (z) و نسبت قطر لوله‌ها (r) در تقسیمات درختی مبدا ساختاری است. قیدهای بهینه‌سازی عبارت‌اند از حد بالا و پایین پارامترها. قطر داخلی لوله بین ۱۲ تا ۴۶ میلی‌متر و فاصله‌ی بافل‌ها بین ۵ تا ۵۰ سانتی‌متر است. تعداد لوله‌های قسمت اول (n) بین ۱ تا ۲۰۰۰ است. نسبت‌های r و z بین صفر تا ۱ قرار دارند. تابع هدف نیز به صورت رابطه‌ی ۲۹ فرض شده است:

$$C_{tot} = C_i + C_{od} \quad (29)$$

هزینه‌ی سرمایه‌گذاری برای ساخت مبدا C_i از رابطه‌ی حال [۲۲] به صورت متغیری از سطح به کار رفته به دست می‌آید:

$$C_i = a_1 + a_2 A^{a_3} \quad (30)$$

که در آن $a_1 = 8000$ ، $a_2 = 259.2$ و $a_3 = 0.91$ برای مبدا های ساخته شده از فولاد ضدزنگ برای هر دو سمت پوسته و لوله است. هزینه‌ی عملیاتی مربوط به هزینه‌ی پمپاژ برای غلبه بر افت فشار ناشی از اصطکاک از رابطه‌ی ۳۱ به دست می‌آید:

$$C_{od} = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_o}{(1+i)^k} \quad (31)$$

$$C_o = P \cdot C_E \cdot H, \quad (32)$$

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_t}{\rho_t} \cdot \Delta P_t + \frac{m_s}{\rho_s} \cdot \Delta P_s \right). \quad (33)$$

مجموع افت فشار سمت پوسته و لوله از رابطه‌ی ۳۴ به دست می‌آید:

$$\Delta P_t = \Delta P_{tubes} + \Delta P_{elbow} = \sum_{j=1}^N \frac{\rho \cdot v_{tj}^2}{2} \cdot \left(\frac{L_j}{d_j} \cdot f_{tj} + 2.75 \right) \cdot no_j. \quad (34)$$

$$\Delta P_s = \sum_{j=1}^N \frac{\rho_s \cdot v_{sj}^2}{2} \cdot f_{sj} \cdot \frac{L_j}{B_j} \cdot \frac{D_{sj}}{D_{ej}} \quad (35)$$

$$f_s = 2.0772 \cdot Re_s^{-0.15} \quad (36)$$

no تعداد مسیر عبور لوله (۲ مسیر) است.

۲.۶. ساختار الگوریتم

در این نوشتار به منظور بهینه‌سازی ساختار مبدا از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. ابتدا مدل ریاضی طراحی مبدا بر مبنای نظریه‌ی ساختاری در نرم‌افزار MATLAB توسعه داده می‌شود. سپس برای بهینه‌سازی تابع هدف از روش‌های بهینه‌سازی تکاملی استفاده می‌شود. فلوچارت شکل ۵ نحوه‌ی طراحی مبدا و مدل‌سازی و بهینه‌سازی تابع هدف را نشان می‌دهد.

جدول ۱. مشخصات جریان‌های مبدل.

سیال	دبی جرمی (kg/s)	دمای ورودی (°C)	دمای خروجی (°C)	چگالی (kg/m ³)
آب تقطیر شده	۲۲٫۰۷	۳۳٫۹	۲۹٫۴	۹۹۵
آب تصفیه نشده	۳۵٫۳۱	۲۳٫۹	۲۶٫۷	۹۹۹
سیال	ظرفیت حرارتی (kJ/kg K)	گران‌روی (Pa s)	ضریب هدایت حرارتی (W/m K)	مقاومت حرارتی رسوب (m ² K/W)
آب تقطیر شده	۴٫۱۸	۰٫۰۰۰۸	۰٫۶۲	۰٫۰۰۰۱۷
آب تصفیه نشده	۴٫۱۸	۰٫۰۰۰۹۲	۰٫۶۲	۰٫۰۰۰۱۷

جدول ۲. مقایسه‌ی مبدل طراحی شده به روش نظریه‌ی ساختاری با روش متداول.

پارامتر طراحی	منبع [۲۳]	قسمت اول مبدل ساختاری	قسمت دوم مبدل ساختاری
d (m)	۰٫۰۱۹	۰٫۰۱۴۸	۰٫۰۱۲۰
L (m)	۴٫۸۸	۲٫۳۱۵۰	۱٫۵۲۹۴
B (m)	۰٫۳۰۵	۰٫۹۴۳۱	۰٫۶۲۳۱
D (m)	۰٫۳۸۷	۰٫۴۰۹۸	۰٫۴۵۹۳
$Pitch$ (m)	۰٫۲۳	۰٫۲۳۱	۰٫۱۸۸
Cl (m)	۰٫۰۰۴	۰٫۰۰۴۶	۰٫۰۰۳۸
nt	۱۶۰	۲۴۳	۴۸۶
v_t (m/s)	۱٫۷۶	۰٫۸۴۵۵	۰٫۶۴۲۹
Re_t	۳۶۴۰۰	۱۳۵۸۸	۸۳۷۸
Pr_t	۶٫۲	۶٫۲۰۲۶	۶٫۲۰۲۶
h_t (W/m ² K)	۶۵۵۸	۴۲۰۹٫۳	۳۳۰۴٫۴
f_t	۰٫۲۳	۰٫۲۸۹	۰٫۳۳۱
ΔP_t (Pa)	۶۲۸۱۲	۳۰۴۲٫۵	۱۶۹۵٫۵
de (m)	۰٫۱۳	۰٫۱۳۲	۰٫۱۰۷
v_s (m/s)	۰٫۹۴	۰٫۲۸۷۰	۰٫۳۸۷۶
Re_s	۱۶۲۰۰	۴۶۹۴٫۰	۵۱۴۰٫۹
Pr_s	۵٫۴	۵٫۳۹۳۵	۵٫۳۹۳۵
h_s (W/m ² K)	۵۷۳۵	۳۱۲۸٫۸	۴۰۵۶٫۳
f_s	۰٫۳۳۷	۰٫۴۰۵۲	۰٫۳۹۹۷
ΔP_s (Pa)	۶۷۶۸۴	۱۲۶۹٫۵	۳۱۵۷٫۱
C_{total} (\$)	۴۳۹۸۹	۲۰۹۷۳٫۲۸۴	

۸. بحث و بررسی

دو بخش سری بیشتر از هزینه‌ی کلی مبدل ساختاری متشکل از دو بخش سری است. در جدول ۲ مشخصات مبدل پوسته و لوله‌یی ساختاری بهینه متشکل از دو بخش سری با مبدل طراحی شده طبق روش متداول [۲۴] مقایسه شده است. چنان‌که ملاحظه می‌شود، هزینه‌ی کلی مبدل بهینه طراحی شده با استفاده از نظریه‌ی ساختاری ۴۷٫۶ درصد هزینه‌ی طراحی به روش معمول [۲۴] است. به عبارت دیگر،

نتیجه‌ی بهینه‌سازی مدل ریاضی مبدل پوسته و لوله‌یی ساختاری با استفاده از الگوریتم ژنتیک در نرم‌افزار MATLAB به مبدل پوسته و لوله‌یی سری با دو قسمت متوالی انجامید. در واقع هزینه‌ی کلی مبدل‌های ساختاری دارای بیش از

به‌کمک نظریه‌ی ساختاری، یک مبدل پوسته و لوله‌ی سری است که آن را مبدل پوسته و لوله‌ی ساختاری می‌نامیم. ساختار متوالی بخش‌های مبدل ساختاری، اجرای عملیات تعمیر، نگهداری یا رسوب‌زدایی را در آینده ممکن می‌سازد. در مثال مورد بررسی در این نوشتار، که از یکی از منابع معتبر طراحی مبدل اخذ شده بود، بیش از ۵۰٪ هزینه‌ی کلی مبدل در مقایسه با روش متداول طراحی مبدل کاهش یافت. در نتیجه، طراحی مبدل به‌کمک نظریه‌ی ساختاری را به‌عنوان روشی کارآمد و بهینه برای طراحان، مهندسان و محققین پیشنهاد می‌کنیم.

با استفاده از نظریه‌ی ساختاری بیش از ۵۰٪ هزینه‌ی کلی مبدل کاهش یافته است.

۹. نتیجه‌گیری

در این نوشتار مبدل‌های پوسته و لوله‌ی با استفاده از روشی جدید و مؤثر به‌نام «نظریه‌ی ساختاری» طراحی و بهینه‌سازی شده است. از الگوریتم ژنتیک برای یافتن شکل بهینه‌ی مبدل ساختاری استفاده شده است. نتیجه‌ی طراحی

پانویس

1. constructal theory
2. simulated annealing
3. Adrian Bejan
4. Kern

منابع

1. F.O. Jegede and G.T. Polley "Optimum heat exchanger design", *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, **70**(Part A), pp. 133-141 (1992).
2. Reppich, M. and Zagermann, S. "A new design method for segmentally baffled heat exchangers", *Computers and Chemical Engineering*, **19**(Suppl.), pp. 137-142 (1995).
3. Poddar, T.K. and Polley, G.T. "Heat exchanger design through parameter plotting", *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, **74**(Part A), pp. 849-852 (1996).
4. Muralikrishna, K. and Shenoy, U.V. "Heat exchanger design targets for minimum area and cost", *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, **78**(Part A), pp. 161-167 (2000).
5. Chaudhuri, P.D.; Diwekar, U.M. and Logsdon, J.S. "An automated approach for the optimal design of heat exchangers", *Industrial and Engineering Chemistry Research*, **36**, pp. 3685-3693 (1997).
6. Tayal, M.C.; Fu, Y. and Diwekar, U.M. "Optimal design of heat exchangers: A genetic algorithm framework", *Industrial and Engineering Chemistry Research*, **38**, pp. 456-467 (1999).
7. Ozcelik, Y. "Exergetic optimization of shell and tube heat exchangers using a genetic based algorithm", *Applied Thermal Engineering*, **27**, pp. 1849-1856 (2007).
8. Selbas, R.; Kizilkan, Ö. and Reppich, M. "A new design approach for shell and-tube heat exchanger using genetic algorithms from economic point of view", *Chemical Engineering and Processing*, **45**, pp. 268-275 (2006).
9. Khalifeh Soltan, B.; Saffar-Avval, M. and Damangir, E. "Minimizing capital and operating costs of shell and tube condensers using optimum baffle spacing", *Applied Thermal Engineering*, **24**, pp. 2801-2810 (2004).
10. Saffar-Avval, M. and Damangir, E. "A general correlation for determining optimum baffle spacing for all types of shell and tube exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **38**(13), pp. 2501- 2506 (1995).
11. Bejan, A., *Shape and Structure, from Engineering to Nature*, Cambridge University Press, Cambridge, UK (2000).
12. Pennycuik, C.J., *Animal Flight*, Edward Arnold, London, UK (1972).
13. Tennekes, H., *The Simple Science of Flight*, MIT Press, Cambridge, MA, USA (1996).
14. Bejan, A. "The tree of convective heat streams: Its thermal insulation function and the predicted 3/4-power relation between body heat loss and body size", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **44**, pp. 699-704 (2001).
15. Bejan, A. "Constructal- theory net work of conducting paths for cooling a heat generation", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **40**, pp. 799-816 (1997).
16. Raja, A.P.V.; Bassak, T. and Das, S.K. "Heat transfer and fluid flow in constructal heat exchanger", *Engineering Conferences International*, Hoboken, NJ, USA (September 2005).
17. Wechsattel, W.; Lorente, S. and Bejan, A. "Tree-shaped flow structures: Are both thermal-resistance and flow-resistance minimisations necessary", *Int. J. Exergy*, **1**(1), pp.2-17 (2004).

18. Vargas J.V.C.; Ordonez, J.C. and Bejan, A. "Constructal flow structure for a PEM fuel cell", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, pp. 4177-4193 (2004).
19. Heitor Rei, A. "Constructal view of the scaling laws of street networks-the dynamics behind geometry", *Physica A*, **387**, pp. 617-622 (2008).
20. Bejan, A. "Dendritic constructal heat exchanger with small-scale cross flows and larger-scales counter flows", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **45**, pp. 4607-4620 (2002).
21. Kern, D.Q., *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill (1950).
22. Taal, M.; Bulatov, I.; Klemes, J. and Stehlik, P. "Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects", *Applied Thermal Engineering*, **23**, pp. 1819-1835 (2003).
23. Goldberg, D.E., *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*, Addison-Wesley (1989).
24. Sinnott, R.K. "Coulson & Richardson's chemical engineering", *Chemical Engineering Design*, **6**, Butterworth-Heinemann (2005).