



راهکار جدید به منظور حصول بیشترین بازیافت حرارتی در مبدل‌های حرارتی

صفحه‌ای - فین دار با مشخصه‌های انتقال حرارت ثابت

امیرفرهنگ ستوده - دانشجوی دکتری گروه سیستم‌های انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
مهرانگیز قاضی - استادیار دانشکده مهندسی مکانیک - دانشگاه آزاد اسلامی واحد تاکستان،
مجید عمیدپور - دانشیار، مهندسی مکانیک، گروه سیستم‌های انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
E-mail: mhrghazi@gmail.com

چکیده: هدف از ارائه این مقاله دستیابی به بیشترین بازیافت حرارتی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای - فین دار با در نظر گرفتن حجم و مساحت انتقال حرارت ثابت در یک اختلاف فشار معین برای هر جریان می‌باشد. این مقاله روشی را برای انتخاب سطوح و طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین - دار که در آن بیشترین افت فشار مجاز در یک حجم و سطح انتقال حرارت ثابت مورد استفاده قرار بگیرد، ارائه می‌نماید. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین دار متعددی با داشتن اختلاف در نوع فین، هندسه فین و ابعاد مبدل حرارتی (طول، عرض و ارتفاع) شرط حجم و سطح انتقال حرارت ثابت را ارضاء می‌نمایند. اعمال شرط استفاده از بیشترین افت فشار مجاز و از آن جایی که نوع فین و ابعاد مبدل حرارتی با در نظر گرفتن شرط حجم و سطح ثابت و بدست می‌آید باعث می‌گردد که با استفاده از مدل‌سازی حرارتی و هیدرولیکی دماهای خروجی هر جریان را در هر مبدل حرارتی بدست آورد. مبدل حرارتی که دارای بیشترین دمای خروجی جریان سرد باشد به عنوان بهترین مبدل حرارتی از دیدگاه بیشترین بازیافت حرارتی انتخاب می‌گردد. در این مقاله از یک پیش گرم کن متداول یک نیروگاه توربین گاز به که از نوع مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین دار می‌باشد، به عنوان مطالعه موردی به منظور اعمال روش ارائه شده استفاده شده است.

واژه‌های کلیدی: مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای - فین دار، بازیافت حرارتی، افت فشار، سطح انتقال حرارت، مدل سازی

A New Approach to aim Maximum Heat Recovery in Plate-Fin Heat Exchanger with Constant Heat Transfer Characteristics

A. F. Stoodeh. PhD. student, Dept. of Mech. Eng., K. N. Toosi University of Technology
M. Ghazi, Ass. Prof., Dept. of Mech. Eng., Takestan Branch, Islamic Azad University
M. Amidpour, Aso. Prof., Dept. of Mech. Eng., K. N. Toosi University of Technology

Abstract: The purpos of this paper is to aim the maximum heat transfer rate in a plate-fin heat exchanger with a constant volume and a contant surface area at a prescribed pressure drop. This paper propose a method for design a plat-fin heat exchanger in which a maximum pressure drop occurs at a constant volume and surface are. In this paper as a case study, a preheater of a gas turbine which is a plate-fin type is used and proposed method is implemented.

Keywords: Plate-fine exchanger, heat recovery, pressure drop, surface area, and modeling.

۱- مقدمه

مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار یکی از انواع مبدل‌های حرارتی فشرده رایج می‌باشد که در صنایع مختلف از جمله صنایع شیمیایی، پتروشیمی، گاز، نیروگاهی، صنایع هوایی و غیره کاربرد فراوان دارد. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار از تعدادی صفحه تشکیل شده که در فواصل معین روی یکدیگر چیده و در بین این صفحات فین قرار داده شده است. از فین‌ها اساساً به دو منظور اصلی؛ یکی به عنوان سطوح انتقال حرارت ثانویه جهت افزایش انتقال حرارت و دیگری به عنوان تکیه‌گاه استفاده می‌شود. این نوع مبدل‌های حرارتی دارای ضریب تراکم بالابوده و اختلاف دماهای خروجی بسیار پایین در آنها قابل دستیابی می‌باشد. در این مقاله، مبدل‌های صفحه‌ای فین‌دار دو جریانی که کاربرد فراوانی در صنایع مختلف دارد، مورد بررسی قرار می‌گیرد. طراحی متداول این نوع مبدل‌های حرارتی تقریباً در دسترس بوده و روش‌های مختلفی برای طراحی این نوع مبدل‌های حرارتی توسط محققین ارائه شده است [۱-۵]. گستره وسیعی از انواع فین‌ها نظیر فین‌های صفحه‌ای، کنگره‌ای، موجی، نواری و غیره در این نوع مبدل‌های حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. برخی از محققین روش‌هایی را برای انتخاب اینگونه سطوح ارائه نموده‌اند. Cowell برای مینا روش کلی برای مقایسه انواع سطوح انتقال حرارت ارائه نموده است [۶]. Roshnow و Campbell [۷] روشی جهت انتخاب سطح بهینه بمنظور حداقل نمودن حجم اینگونه مبدل‌های حرارتی ارائه نموده‌اند. آنها یک بازیاب حرارتی توربین گاز را به عنوان مطالعه مورد بررسی قرار داده‌اند. رهیافتی بر مبنای مفهوم شاخص عملکرد حجمی به منظور انتخاب سطح در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار توسط Picon-Nunez و همکاران [۸] ارائه شده است. شاخص عملکرد حجمی مذکور بیان‌گر کوچک-تر بودن حجم مبدل حرارتی می‌باشد. انتخاب سطح و استفاده از بیشترین افت فشار مجاز مبنای کار این محققین بوده است.

همچنین روش‌ها، الگوریتم‌ها و توابع هدف مختلفی به منظور بهینه‌سازی این نوع مبدل‌های حرارتی توسط محققین ارائه شده است. Reneaume و Niclout از روش برنامه‌ریزی ترکیبی غیرخطی عدد صحیح برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار استفاده نموده‌اند [۹]. Xie و همکاران، Mishra و همکاران و Mishra [۱۲] از روش الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار استفاده نمودند [۱۰-۱۲]. تابع هدف آنها به ترتیب هزینه کلی سالیانه، کمینه‌سازی آنتروپی تولیدی و هزینه کلی سالیانه و هزینه نهایی اقتصاد ترمودینامیکی می‌باشد. Yu و همکاران افت فشار و وزن مبدل حرارتی را به عنوان تابع هدف قرارداد و از روش بهینه‌سازی فازی بدین منظور استفاده نمودند [۱۳]. صنایع و حاج عبداللهی تاثیرپذیری و هزینه سالیانه را به عنوان دو تابع هدف قرار داده و بدین منظور از الگوریتم Non-) NSCA-II (dominated sorting genetic-algorithm [۱۴]. نجفی و همکاران دو تابع هدف متفاوت یعنی نرخ انتقال حرارت و هزینه کلی سالیانه را در نظر گرفته و از روش بهینه‌سازی دو هدفی به کمک الگوریتم ژنتیک دسته‌جواب‌های بهینه را بدست آوردند [۱۵].

در این مقاله روش دیگری به منظور انتخاب سطح و طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار ارائه می‌گردد. هدف این روش این است که در یک حجم ثابت مبدل و سطح انتقال-حرارت ثابت، مبدل‌های صفحه‌ای فین‌داری را که با در نظر گرفتن بیشینه افت فشار مجاز بازیافت حرارتی بیشینه را ایجاد می‌کنند انتخاب شوند. منظور از بازیافت حرارتی بیشینه در واقع این است که دمای خروجی بیشینه برای جریان سیال سرد و دمای خروجی کمینه برای جریان سیال گرم بدست آید. مبنای اولیه این روش همان حجم ثابت هسته مبدل حرارتی و نیز سطح انتقال حرارت ثابت می‌باشد. با استفاده از یک الگوریتم خاص آن دسته

باشد. همچنین تلاش‌های زیادی توسط محققین مختلف به منظور پیش‌بینی عددی ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک در سطوح ثانویه انجام گرفته‌است که در اغلب موارد سازگاری مناسبی با داده‌های آزمایشگاهی ندارد. همچنین روابط اصلاح شده زیادی نیز بر مبنای همین داده‌های آزمایشگاهی توسط محققین ارائه شده است که کاربرد زیادی در صنایع مختلف بویژه در حالتیکه نیاز به حساسیت بالایی نیست، دارد. برای کاربردهائی که نیاز به دقت بسیار بالا است، بهتر است از آزمایش‌های مستقیم به منظور بدست آوردن پارامترهای مربوط به فین‌ها استفاده نمود. در این مقاله از داده‌های مرجع [۲] در مورد فین‌ها استفاده می‌گردد.

در این مقاله نوع سطوح ثانویه بر مبنای حصول بیشترین نرخ انتقال حرارت یا بالاترین دمای خروجی جریان سرد (در نتیجه پایین ترین دمای خروجی جریان گرم) در یک سطح انتقال حرارت ثابت، حجم ثابت هسته مبدل حرارتی و با در نظر گرفتن بیشترین افت فشار مجاز (که ثابت می باشد) انتخاب می گردد.

۲-۱- روش انتخاب سطح

نسبت بین سطح انتقال حرارت یک سطح به حجم کل آن را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\alpha_i = \frac{A_i}{V} \quad (1)$$

سطح کلی انتقال حرارت برابر با مجموع سطح انتقال حرارت هردو جریان می‌باشد. بنابراین مساحت کل انتقال حرارت را می‌توان به صورت زیر بیان نمود:

$$A = A_1 + A_2 = \alpha_1 V + \alpha_2 V = V(\alpha_1 + \alpha_2) \quad (2)$$

بنابراین می‌توان نوشت:

از سطوح ثانویه (فین) که شرط ثابت بودن حجم مبدل و سطح انتقال حرارت را ارضاء می‌نمایند تعیین می‌شوند. اعمال شرط استفاده از بیشترین افت فشار مجاز و با استفاده از مدل‌سازی هیدرولیکی و هندسی در این نوع مبدل‌های حرارتی، ابعاد هسته مبدل حرارتی (طول، عرض و ارتفاع) تعیین می‌شود. با معلوم بودن نوع، هندسه فین‌ها و نیز ابعاد مبدل حرارتی می‌توان با استفاده از مدل سازی حرارتی دمای خروجی جریان های مبدل را بدست آورد. مبدل حرارتی که دارای بیشترین دمای خروجی جریان سرد و کمترین دمای خروجی جریان گرم باشد به‌عنوان مبدل حرارتی که دارای بیشترین بازیافت حرارتی می‌باشد، در نظر گرفته می‌شود. برای آن که هر دو جریان بتوانند از افت فشار بیشینه مجاز خود استفاده نمایند، نوع جریان در این مبدل‌های حرارتی متقاطع در نظر گرفته شده‌است. در مواردی که مبدل‌های حرارتی دارای بازیافت حرارتی نزدیک به یکدیگر باشند، عوامل دیگری نظیر مساحت سطح جلویی و طول جریان می‌تواند باعث انتخاب یک مبدل حرارتی گردد. به منظور بررسی و تحلیل این روش از یک پیش گرمکن متداول در نیروگاه‌های گازی به عنوان مطالعه موردی استفاده و نتایج آن نمایش داده شده است.

۲- انتخاب سطح

نمای کلی یک مبدل حرارتی صفحه‌ای فین دار دو جریانی از نوع جریان متقاطع در شکل (۱) نشان داده شده‌است. یکی از پارامترهای مهم طراحی در مبدل‌های صفحه‌ای فین‌دار، نوع و هندسه فین می‌باشد. انواع گسترده‌ای از فین‌ها را می‌توان در این نوع مبدل‌های حرارتی مورد استفاده قرار دارد که هر کدام دارای مزایا و معایبی می‌باشد. یکی از منابع بسیار موثق و معتبر در مورد ویژگی فین‌ها که بر مبنای داده‌های آزمایشگاهی بدست آورده شده، مرجع [۲] می باشد. گرچه بیش از دو دهه از ارایه این مرجع می‌گذرد، کماکان مرجع بسیاری از مقالات علمی می

جرمی G_i را می‌توان به صورت زیر تعریف نمود:

$$G_i = \frac{W_i}{A_{f,i}} \quad (8)$$

با ترکیب روابط (۷) و (۸) و بازنویسی آن می‌توان نوشت:

$$\frac{f}{A_{f,i}^2} = \frac{2 \Delta p}{W_i^2 v A} \quad (9)$$

برای بسیاری از سطوح ثانویه، مقدار ضریب اصطکاک برای جریان‌هایی که اعداد رینولدز آن‌ها بین ۵۰۰ تا ۱۰۰۰۰ می‌باشد را می‌توان به صورت تابعی از عدد رینولدز بیان نمود [۸].

این رابطه را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$f = \xi Re^{-\lambda} \quad (10)$$

که در آن ξ و λ ضرایب ثابت بوده و مقدار آن‌ها برای هر نوع فین متفاوت می‌باشد. ضرایب مذکور بر اساس داده‌های مرجع [۲] تعیین می‌شوند. همچنین مساحت سطح جریان آزاد را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$A_{ff} = \frac{W d_h}{R \theta \mu} \quad (11)$$

با قراردادن معادلات (۱۰) و (۱۱) در معادله (۹) می‌توان نوشت:

$$\frac{f}{A_{f,i}^2} = \frac{R \theta^2 \mu^2 \xi R \theta^{-\lambda}}{W_i^2 d_h^2} = \frac{2 \Delta p}{W_i^2 v A} \quad (12)$$

با بازنویسی رابطه می‌توان نتیجه گرفت که:

$$Re = \left(\frac{2 \Delta p W d_h^2}{\mu^2 \xi v A} \right)^{\frac{1}{1-\lambda}} \quad (13)$$

عدد رینولدز و مساحت سطح جریان آزاد را می‌توان به ترتیب با حل معادلات (۱۳) و (۱۱) بدست آورد. با محاسبه عدد رینولدز و سطح جریان آزاد می‌توان مساحت سطح جلویی را برای هر جریان بدست آورد. نسبت بین سطح جریان آزاد و سطح جلویی به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$\sigma_i = \frac{A_{f,i}}{A_{ff,i}} = \alpha_i \Gamma_{h,i} \quad (14)$$

که در این رابطه $\Gamma_{h,i}$ شعاع هیدرولیکی و $A_{ff,i}$ مساحت سطح جلویی می‌باشد. از آن جایی که نوع و هندسه فین در مراحل قبلی انتخاب شده بود لذا نسبت سطح انتقال حرارت یک جریان به حجم کل (α) و شعاع هیدرولیکی (Γ_h) برای هر سطح

$$\frac{A}{V} = \alpha_1 + \alpha_2 \quad (3)$$

باتوجه باینکه هردو کمیت حجم مبدل و سطح کل انتقال-حرارت ثابت فرض شده‌اند، لذا مجموع α_1 و α_2 باید دارای مقدار ثابت و برابر (A/V) باشد. این شرط انتخاب سطح ساده‌تر می‌کند زیرا انتخاب یک سطح به معنی انتخاب سطح دیگر نیز می‌باشد. نسبت بین سطح انتقال حرارت یک سطح به حجم کل آن را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\alpha_i = \frac{b_i \beta_i}{b_1 + b_2 + 2t_p} \quad (4)$$

که در آن b ارتفاع فین، t_p ضخامت صفحات و β_i نسبت بین سطح انتقال حرارت و حجم هر سطح می‌باشد. β_i را می‌توان به صورت زیر تعریف نمود:

$$\beta_i = \frac{A_i}{V_i} \quad (5)$$

با ترکیب معادلات (۲) و (۴) می‌توان نتیجه گرفت که:

$$\frac{A}{V} = \alpha_1 + \alpha_2 = \frac{b_1 \beta_1 + b_2 \beta_2}{b_1 + b_2 + 2t_p} \quad (6)$$

سطوحی که در رابطه (۶) صدق می‌کنند، هدف روش انتخاب سطح می‌باشند. الگوریتم جستجو باید به نحوی باشد که بتواند در بین تعداد زیاد فین‌ها و هندسه آن‌ها سطوحی را استخراج نماید که رابطه (۶) را ارضاء نمایند. در واقع این به آن معنا است که زوج فین‌هایی که در رابطه (۶) صدق می‌نمایند فین‌هایی هستند که شرط حجم ثابت مبدل و سطح ثابت انتقال حرارت را ارضاء می‌نمایند.

۲-۲- مدل سازی هیدرولیکی و هندسی

با در نظر گرفتن افت فشار در هسته مبدل حرارتی و با صرف نظر کردن از سایر افت فشارها می‌توان نوشت:

$$\Delta P = f \frac{\rho v^2 A}{2 A_{ff}} \quad (7)$$

که در این رابطه f ضریب اصطکاک و A_{ff} سطح جریان آزاد می‌باشد. با در نظر گرفتن W به عنوان دبی جرمی جریان A ، شار

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU(1+C)} [I_0(2NTU\sqrt{C}) + \sqrt{C} I_1(2NTU\sqrt{C}) - \frac{1-C}{C} \sum_{n=2}^{\infty} C^n (2NTU\sqrt{C})^n] \quad (19)$$

که در آن I تابع بسل اصلاح شده و C، ε، و NTU به ترتیب نسبت ظرفیت، ضریب اثر مبدل و تعداد مراحل انتقال می باشد که هر کدام به صورت زیر تعریف می گردند:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (20)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,exit} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (21)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (22)$$

که در آن U ضریب کلی انتقال حرارت بوده و Cmin برابر است با کوچکترین مقدار Cc یا Ch.

۳-۲- ضریب انتقال حرارت

ضریب کلی انتقال حرارت برای جریان‌های گرم و سرد را می توان به ترتیب به صورت زیر نوشت:

$$\frac{1}{U_H} = \frac{1}{\eta_{o,H} k_H} + \frac{t_p}{A_H} + \frac{1}{A_H(\eta_{o,c} k_c)} \quad (23-1)$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{o,c} k_c} + \frac{t_p}{A_c} + \frac{1}{A_c(\eta_{o,H} k_H)} \quad (23-2)$$

که در آن tp ضخامت صفحه و k ضریب هدایت گرمایی صفحه می باشد. در معادلات بالا ضریب انتقال حرارت را می توان به صورت زیر بدست آورد:

$$h = (St)(G)(C_p) \quad (24)$$

که در آن St عدد استانتون بوده و به صورت زیر تعریف می گردد:

$$St = \frac{j}{Pr^{1/3}} \quad (25)$$

که در آن Pr عدد پرانتل و j ضریب کولبرن است که در این مقاله مقادیر آن از مرجع [۲] بدست آورده می شود. بازده کلی سطح در روابط (۱-۲۳) و (۲-۲۳) را می توان به صورت زیر بیان نمود:

$$\eta_{o,i} = 1 - \left(\frac{A_{f,i}}{A_{o,i}} \right) (1 - \eta_{f,i}) \quad (26)$$

همچنین می توان بازده فین را به صورت زیر تخمین زد:

$$\eta_{f,i} = \frac{\tanh(m_i L_i)}{m_i L_i} \quad (27)$$

مشخص می باشد. با مشخص بودن این پارامترها می توان مساحت سطح جلویی را بدست آورد. بدست آوردن مساحت سطح جلویی برای هر سطح و ترکیب آن با رابطه حجم مبدل حرارتی و با درنظر گرفتن این که جهت جریان متقاطع درنظر گرفته شده است، ابعاد (طول، عرض و ارتفاع) مبدل را بدست می دهد. یعنی می توان نوشت:

$$L_1 L_3 = X \quad (15)$$

$$L_2 L_3 = Y \quad (16)$$

$$L_1 L_2 L_3 = V \quad (17)$$

که در آن L1 و L2 به ترتیب طول جریان‌های ۱ و ۲ و L3 طول بدون جریان می باشد. با داشتن مساحت جلویی و در نتیجه X و Y می توان L3 و در نتیجه L1 و L2 را محاسبه نمود. L3 را می توان به صورت زیر نوشت:

$$L_3 = \frac{XY}{V} \quad (18)$$

با بدست آوردن نوع فین، هندسه فین و نیز ابعاد مبدل حرارتی که شرط ثابت بودن حجم و سطح انتقال حرارت و نیز ماکزیمم افت فشار را ارضاء می نماید، می توان دمای خروجی هر جریان را طبق مدل سازی حرارتی که در ادامه آورده خواهد شد، بدست آورد.

۳- مدل سازی حرارتی

با داشتن مشخصات هندسی مبدل حرارتی که از بخش قبل بدست آمده است، می توان دمای خروجی جریان های مبدل حرارتی را مطابق مدل سازی زیر بدست آورد.

۳-۱- روش ε - NTU

در این مقاله برای محاسبه عملکرد حرارتی مبدل حرارتی از روش ε - NTU استفاده می گردد. رابطه ε - NTU در مبدل‌های حرارتی جریان متقاطع را می توان به صورت زیر نوشت [۱۷]:

۱/۵٪ تیرانس، بازه $0.99 < \alpha_1 + \alpha_2 < 0.96$ به منظور انتخاب سطوح در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از الگوریتم جستجو و محاسبات مربوط، سطوحی که حایز این شرط می‌باشد مشخص خواهد شد.

۵- بحث و نتایج

به منظور صحت‌گذاری روی شبیه‌سازی مدل ارائه شده، نتایج یکی از شبیه‌سازی‌ها با نتایج کیز و لندن [۲] و نونز و همکاران [۶] مقایسه و در جدول (۲) نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که مدل‌سازی ارائه شده در این مقاله نتایج بسیار نزدیکی با این مراجع دارد. سطوح ثانویه در هر سه شبیه‌سازی یکسان می‌باشد.

جدول (۳) سطوحی را که شرط ثابت بودن حجم و سطح انتقال حرارت در این بازیاب را ارضاء می‌کند، نشان می‌دهد. سیزده زوج سطح مختلف با کمک الگوریتم جستجو استخراج شده است. کمترین و بیشترین مقدار $\alpha_1 + \alpha_2$ به ترتیب $0.960/4$ و $0.989/5$ می‌باشد. میانگین $\alpha_1 + \alpha_2$ برای این سیزده زوج سطح $0.975/35$ می‌باشد.

باید دقت شود که هر زوج سطح را می‌توان به دو صورت در مبدل حرارتی استفاده نمود. مثلاً در مبدل اول سطح ۱ برای سمت گرم و سطح ۲ برای سمت سرد استفاده می‌گردد و بالعکس. به طور مثال در اولین زوج سطح می‌توان سطح کنگره‌ای $6/06$ را برای جریان سرد و سطح کنگره‌ای $11/1$ را برای جریان گرم استفاده نموده و یا به صورت برعکس یعنی سطح کنگره‌ای $11/1$ را برای جریان سرد و سطح کنگره‌ای $6/06$ را برای جریان گرم. طبیعی است که نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی برای این دو نوع چیدمان متفاوت می‌باشد. برای متمایز کردن این دو نوع چیدمان حرف (الف) برچیدمانی دلالت دارد که مطابق جدول ۳، سطح اول برای جریان سرد و سطح دوم

در رابطه بالا می‌توان به جای L تقریباً مقدار $\frac{b}{2}$ را قرار داد. مقدار m نیز به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$m_i = \sqrt{\frac{2k_i}{k_1 t_{p,i}}} \quad (28)$$

که در آن k ضریب هدایت فین می‌باشد. با حل معادلات بالا و با استفاده از روش $NTU - \epsilon$ می‌توان دمای خروجی هر جریان را بدست آورد.

با شبیه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار با توجه به مدل‌سازی‌های ارائه شده در بخش‌های گذشته می‌توان مبدل‌های حرارتی موردنظر را بدست آورد. نمودار کلی روش ارائه شده در شکل ۲ آورده شده است.

۴- مطالعه موردی

یک بازیاب حرارتی متداول در یک نیروگاه گازی به عنوان مطالعه موردی انتخاب شده است. این بازیاب حرارتی یک مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار می‌باشد که در آن گرمای موجود در گازهای خروجی از توربین گاز باعث پیش گرم‌کن شدن هوای ورودی به محفظه احتراق توربین گاز و در نتیجه کاهش مصرف انرژی در آن می‌گردد. نمای کلی این بازیاب حرارتی در شکل ۳ نشان داده شده است.

این مطالعه موردی در مراجع [۶ و ۲] نیز مورد بررسی قرار گرفته است. دو روش نسبتاً متفاوت به منظور طراحی مبدل‌های صفحه‌ای فین‌دار در این دو مرجع ارائه شده است که در هر دو از این مطالعه موردی استفاده شده است. مشخصات جریان گرم (گازهای خروجی از توربین) و جریان سرد (هوای ورودی به محفظه احتراق) در جدول ۱ آورده شده است. حجم مبدل حرارتی و سطح انتقال حرارت ثابت و به ترتیب $3/82m^3$ و $3724m^2$ مطابق مرجع [۶] در نظر گرفته شده است. انتخاب فین‌ها باید به گونه‌ای باشد که مجموع نسبت سطح هر جریان به حجم کل یعنی $\alpha_1 + \alpha_2$ تقریباً 0.975 باشد. با در نظر گرفتن

که در برخی کاربردها مطلوب نمی‌باشد. به همین منظور در چنین شرایطی که ممکن است شرط محدودیت مساحت سطح جلویی موجود باشد از حالت‌هایی که دماهای خروجی آن مقداری بدتر ولی شرط مساحت سطح جلویی را ارضاء می‌کند می‌توان استفاده نمود. به طور مثال مبدل ۱۱(الف) با این که بهترین شرایط دماهای خروجی را دارد ولی مطابق جدول (۴) دارای سطح جلویی زیادی می‌باشد. به همین منظور می‌توان از مبدل حرارتی ۶(الف) که دماهای خروجی آن مقدار کمتری را دارد ولی مطابق جدول (۴) دارای سطح جلویی و طول جریان مناسب‌تری می‌باشد، استفاده نمود.

۶- نتیجه گیری

در این مقاله یک روش جدید برای طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه ای فین دار با استفاده از بیشترین افت فشار مجاز در حجم ثابت مبدل و سطح انتقال حرارت ثابت ارائه گردید. این الگوریتم با اعمال شرط حجم و مساحت ثابت به منظور یافتن ترکیب فین‌هایی که این شروط را ارضاء می‌کنند آغاز می‌گردد. استفاده از بیشترین افت فشار مجاز به علاوه استفاده از شرط حجم ثابت منجر به حل معادلاتی می‌گردد که ابعاد مبدل حرارتی را نتیجه می‌دهد. با دانستن نوع، هندسه فین‌ها و نیز ابعاد مبدل حرارتی می‌توان دماهای خروجی مبدل حرارتی را بدست آورد. بهترین نوع مبدل حرارتی از دیدگاه بازیافت حرارتی مبدلی است که دمای جریان سرد آن بیشترین و دمای جریان گرم آن کمترین مقدار را داشته باشد. از آن جایی که این دماها در برخی مبدل‌های حرارتی می‌تواند به یکدیگر نزدیک باشد، عوامل دیگری نظیر مساحت سطح جلویی و طول جریان می‌تواند ملاک انتخاب مبدل حرارتی مناسب‌تر باشد. این روش بر روی بازیاب یک نیروگاه گازی به عنوان مطالعه موردی مورد بررسی قرار گرفت. طبق الگوریتم سطوحی را که مناسب این مبدل حرارتی می‌باشد استخراج شده و هر زوج سطح از نقطه

برای جریان گرم می‌باشد و حرف (ب) برعکس این چیدمان را بیان می‌نماید. باتوجه به این که هر دو سطح در هفتمین زوج سطوح از یک نوع می‌باشد لذا تعداد کل حالتی که در نظر گرفته می‌شود ۲۵ حالت می‌باشد. یعنی ۲۵ مبدل حرارتی برای این مطالعه موردی می‌توان طراحی نمود که شروط حجم مبدل ثابت، سطح انتقال حرارت ثابت و افت فشار ماکزیمم را ارضاء نمایند.

بر مبنای مشخصات این ۲۵ حالت و نیز با در نظر گرفتن افت فشار هر جریان مطابق جدول ۱، خلاصه نتایج طراحی هر مبدل حرارتی در جدول ۴ آورده شده است. مساحت سطح انتقال حرارت برای هر دو سمت سرد و گرم، ابعاد هسته مبدل حرارتی و دماهای خروجی هر جریان برای این ۲۵ مبدل حرارتی در این جدول به تصویر کشیده شده است.

همان طور که در جدول (۴) مشاهده می‌شود دمای خروجی برخی از این مبدل‌های حرارتی به نسبت سایر حالت‌ها چندان مطلوب و مناسب نمی‌باشد؛ به طور مثال حالت‌های ۱(الف)، ۱(ب)، ۴(الف)، ۵(الف)، ۵(ب)، ۷، ۱۱(ب)، ۱۲(ب)، ۱۳(ب). برخی مبدل‌های دیگر دماهای خروجی نسبتاً بهتری دارند مانند ۹(الف) و ۹(ب). بهترین دماهای خروجی به ترتیب متعلق به مبدل‌های حرارتی ۱۱(الف)، ۶(الف)، ۳(الف) و ۳(ب) می‌باشد. بهترین دمای خروجی مربوط به مبدل حرارتی ۱۱(الف) می‌باشد که دمای خروجی جریان سرد و گرم آن به ترتیب 364°C و $245/8^{\circ}\text{C}$ می‌باشد.

با توجه به این که دمای خروجی جریان‌های سرد و گرم در برخی حالات بسیار نزدیک به یکدیگر می‌باشد لذا می‌توان برخی عوامل دیگر را در کنار شرط بهترین دمای خروجی بررسی نمود. به طور مثال در برخی حالت‌ها با این دماهای خروجی بسیار مطلوب می‌باشد ولی این امر باعث ایجاد مساحت سطح جلویی بالا و در نتیجه طول جریان پائین می‌گردد

نظر حرارتی و هیدرولیکی برای رسیدن به بیشترین افت فشار شبیه‌سازی گردید. نتایج مربوط به این مطالعه موردی نمایش داده شده و این نتایج مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته شده است.

η بازده
 ε ضریب اثر مبدل
 زیرنویس‌ها
 c جریان سرد
 h جریان گرم
 in ورودی
 min کمترین
 max بیشترین

۷- فهرست علائم

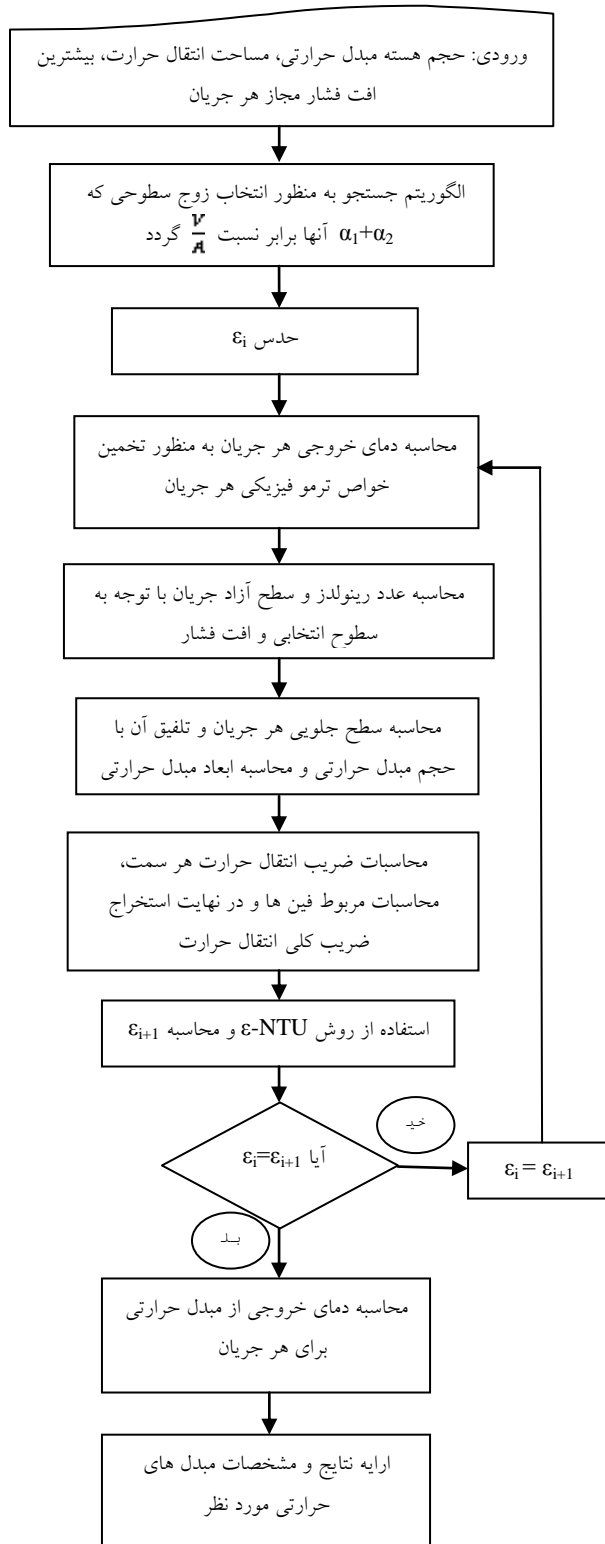
A	مساحت انتقال حرارت (m^2)
A_{ff}	سطح جریان آزاد (m^2)
A_{fin}	سطح جریان جلویی (m^2)
A_{fr}	سطح حرارتی فین (m^2)
A_{tot}	سطح کل انتقال حرارت (m^2)
b	فاصله بین صفحات (m)
C	نسبت ظرفیت
d_h	قطر هیدرولیکی (m)
f	ضریب اصطکاک
G	شار جرمی ($kg\ s^{-1}\ m^{-2}$)
h	ضریب انتقال حرارت ($Watt\ m^{-2}\ k^{-1}$)
j	ضریب کولبرن
k	ضریب هدایت ($Watt\ m^{-1}\ k^{-1}$)
L	طول (m)
NTU	تعداد مراحل انتقال
P	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
r_h	شعاع هیدرولیکی (m)
Re	عدد رینولدز
St	عدد استانتون
T	دما ($^{\circ}C$)
t_f	ضخامت فین (m)
t_p	ضخامت بین صفحات (m)
U	ضریب کلی انتقال حرارت ($Watt\ m^{-2}\ k^{-1}$)
V	حجم (m^3)
w	دبی جرمی ($kg\ s^{-1}$)

علائم یونانی

α	نسبت سطح یک جریان به حجم کل
β	نسبت سطح یک جریان به حجم آن
σ	نسبت بین سطح جریان آزاد و جلویی
μ	لزجت دینامیکی

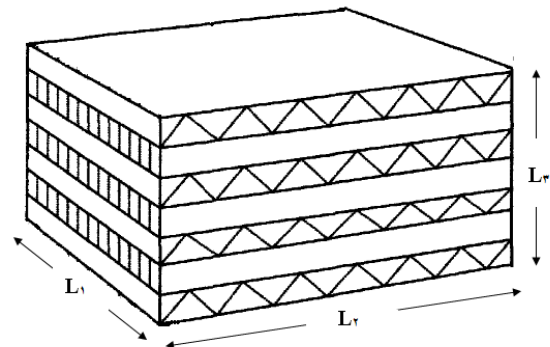
۸- مراجع

- [1] Shah, R. K., *Compact Heat Exchangers & Enhancement Technology*, Begell House Pub, 1999
- [2] Kays, W. M. and London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, third ed., McGraw-Hill, New York, 1984.
- [3] Hesselgraves, T., *Compact Heat Exchangers: Selection, design and Operation*, Elsevier Science & Technology Books , 2001
- [4] Shah, R. K. and Sekulic, P., *Fundamental of heat exchanger design*, John Wiley and Sons, Inc., 2003
- [5] Smith, E. M., *Advances in thermal design of heat exchangers*, John Wiley and Sons, Ltd., 2005
- [6] Cowell, T. A., A general method for the comparison of heat transfer surfaces, *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 288-294, 1990
- [7] Campbell, J. F. and Roshnow, W. M., Gas turbine regenerators: a method for selecting the optimum plate-finned surf face pair for minimum core volume, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35 912, pp 3441-3450, 1992
- [8] Picon-Nunez, M., Polley, G. T., Torres-Reyes, E., Gallegos-Munoz, A., Surface selection and design of plate-fin heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, pp. 917-931, 1999



شکل (۲): نمودار الگوریتم روش ارائه شده

- [9] Reneaume, J. M. and Niclout, N., MINLP optimization of plate fin heat exchangers, *Chem. Biochem. Eng. Quart.* 17, pp 65–76, 2003
- [10] Xie, G. N., Sunden, B. and Wang, Q. W., Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 28, pp. 895–906, 2008
- [11] Mishra, M., Das, P. K. and Sarangi, S., Second law based optimization of crossflow plate-fin heat exchanger using genetic algorithm, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 29, pp. 2983–2989, 2009
- [12] Mishra, M. and Das, P. K., Thermoeconomic design-optimization of crossflow plate-fin heat exchanger using genetic algorithm, *Int. J. Exergy*, Vol. 6 (6) , pp. 237–252, 2009
- [13] Yu, X. C., Cui, Z. Q. and Yu, Y., Fuzzy optimal design of the plate-fin heat exchangers by particle swarm optimization, *International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery*, Jinan, China, 2008.
- [14] Sanaye, S. and Hajabdollahi, H., Thermal-economic multi-objective optimization of plate fin heat exchanger using genetic algorithm, *Appl. Energy*, Vol. 87, pp. 1893–1902, 2009
- [15] Najafi , H., Najafi , B. and Hoseinpoori, P., Energy and cost optimization of a plate and fin heat exchanger using genetic algorithm, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 1839-1847, 2011
- [16] Franco A. and Giannini, N., Optimum thermal design of modular compact heat exchangers structure for heat recovery steam generators, *Appl Therm Eng.*, Vol. 25, pp. 1293–313, 2005



شکل (۱): طرحواره یک مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار دوجریانی

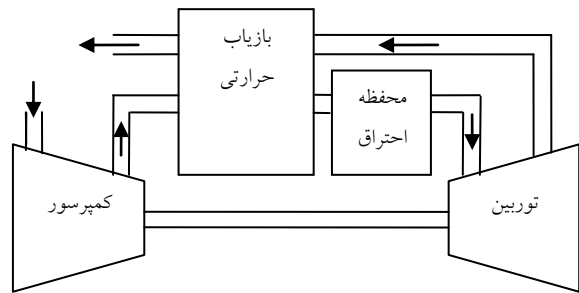
مقاطع

جدول (۳): سطوح انتخابی توسط الگوریتم طراحی

$\alpha_1 + \alpha_2$	α_2	سطح دوم	α_1	سطح اول	
۹۷۵/۹	۵۷۴/۸	کنگره ای ۱۱/۱	۴۰/۱	۶/۰۶	۱ کنگره ای ۶/۰۶
۹۷۵/۹	۵۷۴/۸	نواری ۱۱/۱	۴۰/۱	۶/۰۶	۲ کنگره ای ۶/۰۶
۹۸۹/۵	۷۱۲/۴	نواری ۱۲/۲	۲۷۷/۱	۶/۰۶	۳ کنگره ای ۶/۰۶
۹۸۱/۸	۶۵۸/۱	موجی ۱۱/۵	۳۲۳/۷	۶/۰۶	۴ کنگره ای ۶/۰۶
۹۷۱/۲	۵۲۷/۸	سوراخ دار	۴۴۳/۴	۶/۰۶	۵ کنگره ای ۶/۰۶
۹۷۶	۵۷۴/۹	تخت ۱۱/۱	۴۰/۱	۶/۰۶	۶ کنگره ای ۶/۰۶
۹۶۱/۶	۴۸۰/۸	کنگره ای ۸/۷	۴۸۰/۸	-	۷ کنگره ای ۸/۷
۹۸۶	۶۵۱/۹	تخت ۱۱/۱	۳۳۴/۱	۸/۷	۸ کنگره ای ۸/۷
۹۷۲/۳	۵۲۲/۰	تخت ۹/۰۳	۴۵۰/۳	۱۵/۲	۹ نواری ۱۵/۲
۹۶۹/۷	۳۹۹/۵	تخت ۶/۲	۵۷۰/۲	۱۵/۶۱	۱۰ نواری ۱۵/۶۱
۹۶۰/۴	۵۳۸/۱	تخت ۶/۲	۴۲۲/۳	۲۴/۱۲	۱۱ نواری ۲۴/۱۲
۹۸۹/۳	۸۲۱/۹	تخت ۳۰/۳۳	۱۶۷/۴	۲	۱۲ تخت ۲
۹۷۰	۴۴۹/۱	تخت ۱۵/۸	۵۲۰/۹	۹/۰۳	۱۳ تخت ۹/۰۳

جدول (۴): خلاصه نتایج طراحی هر مبدل حرارتی

ردیف	A_c	L_1	L_2	L_3	$T_{c,2}$
۱(الف)	۱۵۳۲/۰۲	۱/۸۳۰	۰/۵۷۴	۳/۶۳۴	۳۲۱/۰
۱(ب)	۲۱۹۵/۹۰	۱/۵۸۸	۰/۶۹۴	۳/۴۶۹	۳۵۰/۴
۲(الف)	۱۵۳۲/۰۲	۱/۸۳۰	۰/۶۲۶	۳/۳۳۷	۳۱۵/۷
۲(ب)	۲۱۹۵/۹۰	۱/۷۸۱	۰/۶۹۴	۳/۰۹۲	۳۴۷/۰
۳(الف)	۱۰۵۸/۴۹	۱/۴۴۷	۰/۶۱۶	۴/۲۸۲	۳۶۳/۴
۳(ب)	۲۷۲۱/۵۳	۱/۷۰۴	۰/۵۴۸	۴/۰۸۸	۳۶۲/۷
۴(الف)	۱۲۳۶/۴۰	۱/۵۹۷	۰/۵۱۱	۴/۶۸۳	۳۲۸/۱
۴(ب)	۲۵۱۳/۸۶	۱/۴۲۳	۰/۶۰۵	۴/۴۳۵	۳۶۰/۲
۵(الف)	۱۶۹۳/۷۶	۱/۹۵۱	۰/۵۶۳	۳/۴۷۹	۲۷۴/۴
۵(ب)	۲۰۱۶/۳۸	۱/۵۵۶	۰/۷۳۹	۳/۳۲۱	۳۰۸/۹
۶(الف)	۱۵۳۲/۰۲	۱/۸۳۰	۰/۸۴۹	۲/۵۴۷	۳۶۳/۷
۶(ب)	۲۱۹۵/۹۰	۲/۴۰۲	۰/۶۹۲	۲/۲۹۸	۳۶۱/۱
۷	۱۸۳۶/۶۰	۱/۷۱۱	۰/۶۲۶	۳/۵۶۳	۳۳۶/۸
۸(الف)	۱۲۷۶/۲۲	۱/۳۶۴	۱/۰۷۲	۲/۶۱۱	۳۶۱/۸
۸(ب)	۲۴۹۰/۳۲	۳/۰۳۹	۰/۴۹۹	۲/۵۱۷	۳۶۱/۵
۹(الف)	۱۷۲۰/۱۸	۰/۹۸۲	۰/۳۰۶	۲/۹۸۰	۳۴۱/۸
۹(ب)	۱۹۹۴/۰۸	۳/۷۴۸	۰/۳۶۲	۲/۸۱۴	۳۴۳/۸
۱۰(الف)	۲۱۷۸/۰۶	۱/۰۹۸	۲/۴۲۹	۲/۴۳۴	۳۵۸/۹
۱۰(ب)	۱۵۲۶/۰۳	۳/۹۶۷	۰/۳۹۲	۲/۴۵۴	۳۵۷/۴
۱۱(الف)	۱۶۱۳/۱۴	۰/۴۴۴	۱/۷۱۸	۵/۰۰۷	۳۶۴/۰
۱۱(ب)	۲۰۵۵/۳۷	۴/۷۶۷	۰/۱۴۷	۵/۴۶۹	۳۳۲/۶
۱۲(الف)	۶۳۹/۶۰	۱/۷۵۹	۰/۳۰۸	۷/۰۶۲	۳۵۹/۵
۱۲(ب)	۳۱۳۹/۸۴	۱/۰۱۲	۶/۴۴۰	۵/۸۶۳	۳۳۴/۳
۱۳(الف)	۱۹۸۹/۷۴	۳/۷۴۳	۰/۶۰۳	۱/۶۹۱	۳۴۰/۴
۱۳(ب)	۱۷۱۵/۴۴	۱/۸۷۴	۱/۳۰۴	۱/۵۶۳	۳۳۶/۲



شکل (۳): طرحواره تأسیسات یک نیروگاه گازی با مبدل بازویاب

جدول (۱): مشخصات جریان‌های ورودی، حجم و سطح مبدل

ویژگی	جریان سرد	جریان گرم
نوع سیال	هوا	گاز خروجی
دبی جرمی (kg/s)	۲۴/۳	۲۴/۷
دمای ورودی (°C)	۱۷۵	۴۳۰
فشار ورودی (bar)	۹/۱	۱/۰۳
پیشینه افت فشار (Pa)	۳۷۱۸	۲۶۸۸
		از توربین

جدول (۲): مقایسه نتایج شبیه‌سازی‌ها با نتایج مراجع [۶ و ۲]

مشخصات مبدل	مدل حاضر	Kays and London [۲]	Picon-Nunez et. al. [۶]
فین جریان سرد	کنگره‌های ۳/۸ - ۶/۰۶	کنگره‌های ۳/۸ - ۶/۰۶	کنگره‌های ۳/۸ - ۶/۰۶
فین جریان گرم	تخت ۱۱/۱	تخت ۱۱/۱	تخت ۱۱/۱
حجم مبدل (m ³)	۳/۸۲	۳/۸۲	۳/۸۴
طول (m)	۱/۸۳	۱/۸۳	۱/۸۳
عرض (m)	۰/۸۵	۰/۹۱	۰/۸۵
ارتفاع (m)	۲/۴۶	۲/۲۹	۲/۴۶
Re (سمت سرد)	۴۰۷۴	۴۰۹۰	۳۹۸۱
Re (سمت گرم)	۱۲۶۵	۱۳۷۰	۱۲۷۵
h_c (W/m ² °C)	۲۶۷	۲۵۵	۲۶۲
h_h (W/m ² °C)	۸۹	۸۵	۹۱
$T_{c,2}$ (°C)	۳۶۴	۳۶۶	۳۶۶
$T_{h,2}$ (°C)	۲۴۶	۲۴۷	۲۴۷