



مدل سازی حرارتی - هیدرولیکی و بهینه سازی مبدل های حرارتی چندجریانی صفحه ای - فین دار با فین های مستطیلی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

امیرفرهنگ ستوده¹، مجید عمیدپور^{2*}، مهرانگیز قاضی³

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- استادیار، گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تاکستان، ایران

*تهران، صندوق پستی 1999143344، amidpour@kntu.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 تیر 1394

پذیرش: 21 مهر 1394

ارائه در سایت: 24 آبان 1394

کلید واژگان:

مبدل های حرارتی چند جریانی صفحه ای -

فین دار

فین های مستطیلی

هزینه نهایی سالیانه

افت فشار

یکنواخت سازی عملکرد حرارتی

در این مقاله، به منظور مدل سازی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای - فین دار چندجریانی با فین های مستطیلی یک روش شرح و بسط داده می شود. روشی که به منظور مدل سازی حرارتی این نوع مبدل های حرارتی در این مقاله پیشنهاد می گردد. بر مبنای یکنواخت سازی حرارتی کلیه جریان های حرارتی موجود می باشد. بر این مبنای جریان های حرارتی موجود در یک مبدل حرارتی چند جریانی با در نظر گرفتن دو اصل توزیع مساوی جریان های حرارتی در هر کانال و اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال در آن توزیع می گردد. در این روش با رسم منحنی ترکیبی مربوط به جریان های حرارتی موجود می توان بازه های آنتالپی در کل مبدل حرارتی را تعیین نمود. این بازه های آنتالپی هر یک به صورت مستقل طراحی شده و سپس با استفاده از تغییر افت فشار در هر بازه به کمک تغییر پارامترهای هندسی فین ها، ارتفاع تمام این بازه های طراحی شده یکسان می گردد. مدل سازی هندسی، حرارتی و هیدرولیکی این نوع مبدل حرارتی بر مبنای پارامترهای هندسی فین های مستطیلی انجام و کمینه سازی هزینه نهایی سالیانه شامل مجموع هزینه های سرمایه گذاری و عملیاتی در نظر گرفته شده است. متغیرهای اصلی این مسأله پارامترهای هندسی فین ها مانند گام، ارتفاع و ضخامت فین می باشد. از الگوریتم ژنتیک به عنوان ابزار بهینه سازی تابع هدف در این مقاله استفاده شده است. روش ارائه شده بر یک مطالعه موردی اعمال و نتایج مستخرج از روش حاضر با نتایج مراجع دیگر مقایسه شده است.

Hydraulic and thermal modeling and optimization of rectangular finned multi stream plate-fin heat exchangers by Genetic Algorithm

Amir Farhang Sotoodeh¹, Majid Amidpour^{1*}, Mehrangiz Ghazi²

1-Department of Energy System, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Takestan Branch, Islamic Azad University, Takestan, Iran

*P.O.B. 1999143344, Tehran, Iran, amidpour@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 21 July 2015
Accepted 13 October 2015
Available Online 15 November 2015

Keywords:

Multi Stream Plate- Fin Heat Exchanger
Rectangular Fin
Total Annual Cost
Pressure Drop
Uniform Heat Distribution

ABSTRACT

The modeling and optimization of rectangular finned multi stream plate-fin heat exchangers are presented in this paper. The proposed method for thermal modeling of this type of heat exchangers is based on uniform heat distribution along the plates. So, the heat streams are distributed along the multi stream heat exchanger based on two principles: equal quantity of stream channel distribution and uniform heat distribution in each of the channels. The geometric, thermal and hydraulic modeling and design of the multi stream heat exchanger is carried out based on rectangular fin specifications. The total annual cost (TAC), the summation of capital investment and operating and maintenance costs are regarded as objective function to be minimized. The main variables are heat exchanger core dimension such as length, width, height and the fin geometric parameters such as fin pitch and height. The genetic algorithm is utilized as optimization tool to minimize the total annual cost of the multi stream plate-fin heat exchanger. The proposed method is applied to a case study. The results of the current method are compared with the literatures.

1- مقدمه

حرارت اعم از گرفتن حرارت و یا دادن حرارت می باشند. به دلیل پیوسته بودن اکثریت این فرآیندها، عملیات تبادل حرارت بین این جریان ها در مبدل های حرارتی انجام می گیرد. مبدل های حرارتی به دلیل وسعت کاربرد دارای انواع بسیار متنوع و متعددی می باشد به گونه ای که این نوع مبدل های

بسیاری از صنایع اعم از صنایع نفت، گاز، پتروشیمی، نیروگاهی، غذایی، شیمیایی و غیره دارای جریان های مختلفی از سیالات هستند که به دلیل ماهیت فرآیندهای موجود در این گونه صنایع، این جریان ها ناگزیر از تبادل

Please cite this article using:

A. F. Sotoodeh, M. Amidpour, M. Ghazi, Hydraulic and thermal modeling and optimization of rectangular finned multi stream plate-fin heat exchangers by Genetic Algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 121-131, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای ارائه نمود. وی با استفاده از مدل‌سازی ساده ریاضی و حصول دستگاه معادلات دیفرانسیل خطی ضمن مدل‌سازی تقسیم جریان‌ها در مبدل حرارتی موفق به ارائه دماهای خروجی هر جریان گردید. گوش و همکاران [7] به منظور ارزیابی مبدل‌های حرارتی چندجریانی یک روش عددی بر مبنای دو نوع تقسیم‌بندی در مبدل حرارتی ارائه نمودند. آن‌ها از دو روش انشعاب سطح و افراز متوالی به این منظور استفاده نمودند. در روش انشعاب سطح، سطوح کلی مبدل حرارتی به چندین مبدل حرارتی دو جریانی که با یکدیگر در بر هم کنش حرارتی می‌باشند تقسیم می‌گردد. همچنین با استفاده از روش افراز متوالی هر جریان در راستای طولی به چند بخش تقسیم می‌گردد.

در روش‌های مفهومی از یکسری فرضیات مشخص به صورت مفهومی به منظور طراحی این نوع مبدل‌های حرارتی استفاده می‌گردد. پیکون نونز و لویز روبلز [8] یک روش مفهومی جدید برای چیدمان مسیرهای جریان در مبدل‌های حرارتی چندجریانی پیشنهاد نمودند. مهم‌ترین ویژگی این روش در این است که بار حرارتی یکنواخت به کمک انتخاب صحیح نوع و هندسه فین‌ها در هر مسیر جریان ایجاد می‌گردد. در این روش تعداد جریان‌های سرد و گرم یکسان و برای هر جریان متناسب با نرخ ظرفیت گرمایی آن می‌باشد. پیکون نونز و همکاران [9] روشی به منظور طراحی مبدل‌های چندجریانی صفحه‌ای - فین‌دار ارائه نمودند. طراحی آن‌ها بر مبنای نمودار دما-آنتالپی و طراحی بلوک به بلوک بنا نهاده شده است. جودا و پلی [10] روش ارائه شده توسط نونز و همکاران [9] را از دیدگاهی دیگر ارتقاء دادند. نظر آن‌ها بر این بود که استفاده از همه بازه‌های آنتالپی در یک نمودار دما-آنتالپی به صورت یک بلوک باعث افزایش تعداد بلوک‌ها و پیچیدگی طراحی می‌گردد. لذا آن‌ها معیاری تعریف کردند تا بتوانند برخی از این بازه‌های آنتالپی را با یکدیگر ادغام نمایند. خرم‌منش و همکاران [11] مفهوم تجزیه فرآیندها را در طراحی مبدل‌های حرارتی چندجریانی گسترش داده‌اند. آن‌ها در این رهیافت استفاده از دو یا چند مبدل حرارتی چندجریانی به جای یک مبدل چندجریانی واحد را از نقطه نظر اقتصادی و حرارتی بررسی نمودند. گوپال و همکاران [12] از روش تحلیل حجم محدود به منظور ارزیابی یک مبدل حرارتی چندجریانی با کاربرد در صنایع سرمایه‌ساز عمیق استفاده نمودند. تیان و همکاران [13] آرایش و چیدمان قرارگیری جریان‌ها در یک مبدل حرارتی چندجریانی را به منظور دستیابی به بیشترین بار حرارتی مورد تحلیل قرار دادند.

در این مقاله یک مبدل حرارتی چندجریانی صفحه‌ای - فین‌دار با فین‌های مستطیلی مدل‌سازی و بهینه‌سازی می‌گردد. روش طراحی حرارتی ارائه شده در این مقاله یک روش مفهومی و بر اساس یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی کلیه جریان‌های گرم و به طور مشابه کلیه جریان‌های سرد می‌باشد. این روش بر دو اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال و یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال بنا نهاده شده است. به منظور بررسی دمای جریان‌ها از منحنی ترکیبی استفاده شده و بر طبق آن بازه‌های آنتالپی مربوط به آن تشکیل می‌گردد. هر بازه آنتالپی به صورت مجزا و مستقل طراحی شده ولی از آنجایی که به منظور ساخت این نوع مبدل‌های حرارتی لازم است ارتفاع کل مبدل حرارتی یکسان باشد لذا در مرحله بعد لازم است ارتفاع کلیه بازه‌های آنتالپی یکسان گردد. یکسان‌سازی ارتفاع این بازه‌های آنتالپی با تغییر پارامترهای هندسی هر بازه آنتالپی و در نتیجه میزان افت فشارهای جریان‌های آن بازه امکان‌پذیر است. از طرفی دیگر هزینه نهایی

حرارتی را می‌توان از دیدگاه‌های مختلف به انواع گوناگونی دسته‌بندی نمود. از یک دیدگاه، مبدل‌های حرارتی از نظر تعداد جریان‌های تبادل‌کننده حرارت به مبدل‌های حرارتی دو جریانی و چندجریانی تقسیم می‌گردد. مبدل‌های حرارتی چندجریانی یک واحد تبادل حرارت بین چند جریان گرم و سرد به صورت همزمان می‌باشد. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای - فین‌دار متداول‌ترین نوع مبدل‌های حرارتی چندجریانی می‌باشد که در صنایع مختلف به خصوص صنایع گاز و پتروشیمی کاربرد فراوان دارد. اهمیت استفاده از این نوع مبدل‌های حرارتی به گونه‌ای است که به طور مثال در صنایع مایع‌سازی گاز طبیعی بین 20 تا 30 درصد هزینه سرمایه‌گذاری را تشکیل می‌دهد و عملکرد آن بر روی طراحی و عملکرد سایر تجهیزات به خصوص پمپ‌ها و کمپرسورها اثر شایانی دارد. برخلاف مبدل‌های حرارتی دو جریانی که دارای روش‌های طراحی مشخص و بالغی می‌باشند، مبدل‌های حرارتی چندجریانی هنوز دارای الگوریتم و روش ثابت و کاملی به منظور طراحی نمی‌باشد. گرچه محققان روش‌های مختلفی را به این منظور ارائه نموده‌اند، با این وجود هنوز روش جامعی مانند روش‌های LMTD و ϵ -NTU که در مبدل‌های حرارتی دو جریانی کاربرد فراوان دارند در این نوع مبدل‌های حرارتی قابلیت ارائه ندارد. تعداد زیاد جریان‌ها و در نتیجه تعداد زیاد پارامترهای طراحی موجب شده است که طراحی این نوع مبدل‌های حرارتی دارای پیچیدگی و حجم زیادی باشد. اساساً دو روش کلی به منظور طراحی این نوع مبدل‌های حرارتی تاکنون ارائه شده است. روش‌های دیفرانسیلی و روش‌های طراحی مفهومی. در روش‌های دیفرانسیلی بسته به فرضیات در نظر گرفته شده، معادلات دیفرانسیل مربوط به انتقال حرارت و انرژی در جریان‌های مختلف استخراج می‌شود. حل این معادلات دیفرانسیل بسته به نوع آن از روش‌های مختلف تحلیلی و یا عددی انجام می‌گیرد. با توجه به سنگینی مراحل انجام طراحی در این روش تاکنون روشی به منظور بهینه‌سازی پارامترهای مبدل‌های حرارتی با استفاده از این روش ارائه نشده است. کائو [1] و ولف [2] جزء نخستین کسانی بودند که در زمینه مبدل‌های حرارتی چندجریانی از روش دیفرانسیلی استفاده نمودند. آن‌ها نشان دادند که در غیاب انتقال حرارت هدایت طولی (محوری) در امتداد صفحات جداکننده و لحاظ کردن خواص ثابت، معادلات حاکم بر مسأله یک دستگاه معادلات دیفرانسیل خطی شامل دمای جریان‌ها و صفحات جداکننده می‌باشد. چاتو و همکاران [3] به منظور اجتناب از فرض خواص ثابت در مبدل‌های حرارتی پیشنهاد نمودند که مبدل حرارتی به تعداد زیادی قطعات کوچک‌تر تقسیم گردد که در این قطعات بتوان خواص سیال را با دقت بالاتری ثابت فرض نمود. آن‌ها با استفاده از یک «ماتریس انتقال کلی» توانستند رفتار کلی مبدل حرارتی را تحلیل و پیش‌بینی نمایند. بنت و بیچ [4] با در نظر گرفتن مبدل حرارتی به صورت پایا و نیز با صرف‌نظر کردن از اثرات هدایت طولی و تغییرات خواص سیال یک مدل ایده‌آل ارائه نمود که در آن پروفیل دما بین صفحات به صورت یک سهمی در نظر گرفته شده بود. در این روش جواب معادلات توسط روش تفاضل محدود برای معادلات منتج بر حسب شرایط اولیه و شار حرارتی بین دیوارهای جداکننده حاصل گردید. یوان و همکاران [5] به منظور طراحی مبدل‌های حرارتی چندجریانی روش دیگری را که دارای دو مرحله می‌باشد پیشنهاد نمودند. در مرحله اول (مرحله پیش‌بینی) طراحی اولیه مبدل حرارتی بر مبنای اصل تعادل موضعی انجام گرفته و در مرحله دوم و مرحله اصلاح، چیدمان جریان‌ها مجدداً با استفاده از نتایج محاسبات دیفرانسیلی توزیع دما بازنگری می‌گردد. استرلو [6] یک روش حل عمومی برای

2. تعیین بازه‌های آنتالپی از روی منحنی ترکیبی و استخراج دماهای ورودی و خروجی هر جریان در هر بازه آنتالپی

در شکل 1 نمونه‌ای از یک منحنی ترکیبی به ازای یک ΔT_{min} معین آورده شده است. منحنی ترکیبی از دو منحنی یکی برای جریان‌های گرم (منحنی بالایی) و دیگری برای جریان‌های سرد (منحنی پایینی) تشکیل شده است. اگر گرماهای ویژه برای هر جریان ثابت فرض گردد، منحنی ترکیبی از تعدادی خطوط مستقیم با شکستگی‌های مختلف تشکیل می‌گردد. هر شکستگی در هر دما بیان‌گر ورود یا خروج حداقل یک جریان در آن دما می‌باشد. ناحیه همپوشانی منحنی‌های گرم و سرد که در شکل 1 با رنگ خاکستری نشان داده شده است، بیان‌گر ناحیه‌ای است که در آن جریان‌های گرم و سرد به تبادلی حرارتی می‌پردازند. برای آگاهی از چگونگی و جزئیات رسم منحنی ترکیبی می‌توان به مراجع [14-16] مراجعه نمود. به ازای هر شکستگی در هر منحنی ترکیبی که بیان‌گر ورود و یا خروج حداقل یک جریان می‌باشد، می‌توان یک بازه آنتالپی تشکیل داد. به عبارت دیگر هر بازه آنتالپی بازه‌ای در یک منحنی ترکیبی است که در آن هیچ جریانی از آن خارج یا به آن وارد نمی‌شود. نکته حایز اهمیت این است که دمای کلیه جریان‌های گرم و سرد در ورودی و خروجی هر بازه آنتالپی مقداری یکسان می‌باشد یا به عبارتی دیگر بار حرارتی هر بازه آنتالپی به ازای یک ΔT_{min} ثابت دارای مقداری معلوم و مشخص است. به طور مثال در منحنی ترکیبی شکل 1 تعداد بازه‌های آنتالپی که در آن‌ها صرفاً جریان‌های حرارتی (و نه یوتیلیتی‌ها) به تبادلی حرارتی می‌پردازند، چهار بازه می‌باشد. در روش طراحی مبدل‌های حرارتی مندرج در این مقاله هر بازه آنتالپی به صورت مجزا طراحی می‌گردد.

2-2- فرض دمای دیواره مشترک مساوی

در روش حاضر از فرض دمای دیواره مشترک یکسان در طراحی مبدل‌های حرارتی چند جریانی استفاده می‌شود. بر طبق این فرض که در جهت ساده‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی چند جریانی از آن استفاده می‌شود، در هر نقطه عمود بر جهت جریان، همه دیواره‌های جداکننده جریان‌ها دارای دمای یکسان می‌باشند. این شرط زمانی قابل استحصال است که بار حرارتی و عملکرد حرارتی همه کانال‌های جریان‌های گرم و همه کانال‌های جریان سرد یکسان باشد. به طور مثال نرخ انتقال حرارت از جریان H1 به جریان C1 در شکل 2 را می‌توان به صورت رابطه (1) نوشت:

$$\delta q = (\eta h)_{H1}(T_{H1} - T_w) dA = (\eta h)_{C1}(T_w - T_{C1}) dA \quad (1)$$

که در رابطه (1)، q بار حرارتی هر کانال، h ضریب انتقال حرارت، η بازده سطح و T_w دمای دیواره و T_{H1} و T_{C1} دمای توده‌ای جریان‌های گرم و سرد می‌باشد.

به منظور برابری و یکنواختی بار و عملکرد حرارتی هر کانال باید دو اصل در این نوع از مبدل‌های حرارتی چندجریانی برقرار باشد. این دو اصل عبارتند از:

1. اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال
2. اصل یکنواختی سازی عملکرد حرارتی در هر کانال

2-2-1- اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال

برای آن که بار حرارتی هر جریان (گرم یا سرد) یکنواخت باشد، جریان‌ها باید به گونه‌ای در مبدل حرارتی توزیع گردند که تعداد جریان‌های گرم و سرد با یکدیگر برابر باشند. به این منظور می‌توان نسبت بین ظرفیت گرمایی هر

سالیانه یک مبدل حرارتی برابر است با مجموع هزینه‌های سرمایه‌گذاری و عملیاتی در آن مبدل حرارتی. هزینه سرمایه‌گذاری یک مبدل حرارتی تابعی از مساحت انتقال حرارت در آن و هزینه عملیاتی آن تابعی از افت فشار جریان‌های آن است. دو پارامتر افت فشار و سطح انتقال حرارت و در نتیجه هزینه‌های ناشی از آن‌ها با یکدیگر رابطه معکوس دارد. لذا لازم است در این نوع مبدل‌های حرارتی پارامترهای هندسی به نوعی تعیین گردند تا هزینه نهایی سالیانه در آن کمینه گردد. متغیرهای اصلی بهینه‌سازی پارامترهای هندسی فین‌ها شامل گام، ارتفاع و ضخامت فین می‌باشد. تعداد زیاد پارامترها و حدود آن‌ها ایجاب می‌کند تا از الگوریتم ژنتیک به منظور کمینه‌سازی تابع هدف در این مقاله استفاده شود. به منظور بررسی روش ارائه شده از یک مطالعه موردی استفاده و نتایج بهینه‌سازی این نوع مبدل‌های حرارتی با سایر مراجع مقایسه شده است. بطور کلی نوآوری‌های این مقاله در مقایسه با سایر کارها را می‌توان به صورت زیر نوشت:

1. ارائه یک روش جدید به منظور بهینه‌سازی یک مبدل حرارتی چندجریانی صفحه‌ای - فین‌دار با هدف یکپارچه‌سازی حرارتی جریان‌ها و با لحاظ کردن هزینه نهایی سالیانه به عنوان تابع هدف.
2. استفاده از پارامترهای هندسی فین‌ها به عنوان یک کمیت گسسته در فرایند بهینه‌سازی برخلاف کارهای انجام گرفته شده توسط سایر محققین در این زمینه.
3. ارائه یک روش مفهومی به منظور طراحی حرارتی مبدل‌های حرارتی چندجریانی بر اساس منحنی ترکیبی و اصل دمای دیواره مشترک مساوی.

2- روش طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای - فین‌دار چندجریانی

الگوریتم روش حاضر دارای مراحل شامل موارد زیر است:

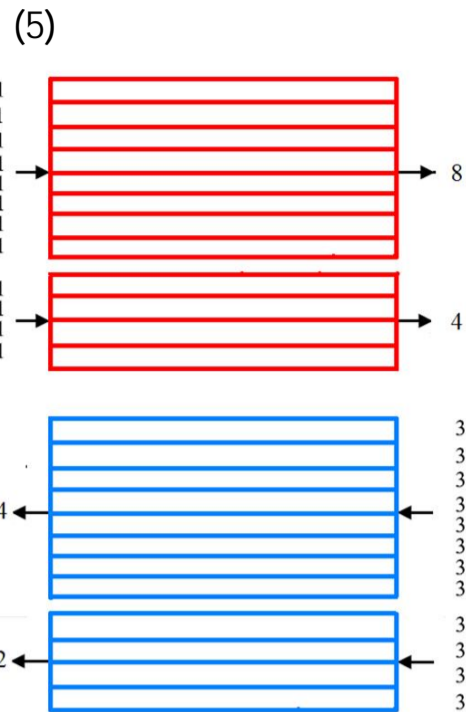
1. رسم منحنی ترکیبی به ازای ΔT_{min} معین و تعیین بازه‌های آنتالپی
2. استخراج روابط مربوط به اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی
3. استخراج روابط اصل یکنواختی سازی عملکرد حرارتی در هر کانال
4. تعیین جریان مرجع
5. مدل‌سازی و استخراج روابط هندسی و هیدرولیکی فین‌های مستطیلی
6. مدل‌سازی حرارتی مبدل چندجریانی با فین مستطیلی
7. یکسان‌سازی ارتفاع بازه‌های آنتالپی
8. مدل‌سازی اقتصادی
9. الگوریتم و روش بهینه‌سازی

در ادامه، هر یک از مراحل مذکور با جزئیات کافی شرح داده خواهد شد.

2-1- منحنی ترکیبی و بازه‌های آنتالپی

استفاده از منحنی ترکیبی به منظور طراحی یک مبدل حرارتی چند جریانی دارای دو مرحله به صورت زیر می‌باشد:

1. رسم منحنی ترکیبی به ازای ΔT_{min} معین برای جریان‌های موجود.



شکل 3 چگونگی آرایش جریان‌ها به منظور یکسان‌سازی تعداد جریان‌ها

نوشت:

$$(T_{H1} - T_{w1}) = (T_{H2} - T_{w2}) = \dots = (T_{Hn} - T_{wn}) \quad (5)$$

$$(T_{w1} - T_{c1}) = (T_{w2} - T_{c2}) = \dots = (T_{wn} - T_{cn}) \quad (6)$$

از آن جایی که در روش حاضر جریان‌های حرارتی در بازه‌های آنتالپی مورد بررسی و طراحی قرار می‌گیرند لذا با توجه به مساوی بودن دما در ابتدا و انتهای هر بازه آنتالپی برای هر جریان سرد و هر جریان گرم، می‌توان نتیجه گرفت که دمای دیواره در هر صفحه عمود بر امتداد جریان برابر می‌باشد. بنابراین در هر بازه آنتالپی می‌بایست با انتخاب سطوح حرارتی مناسب مقدار ηhA برای همه جریان‌های سرد و گرم برابر شود.

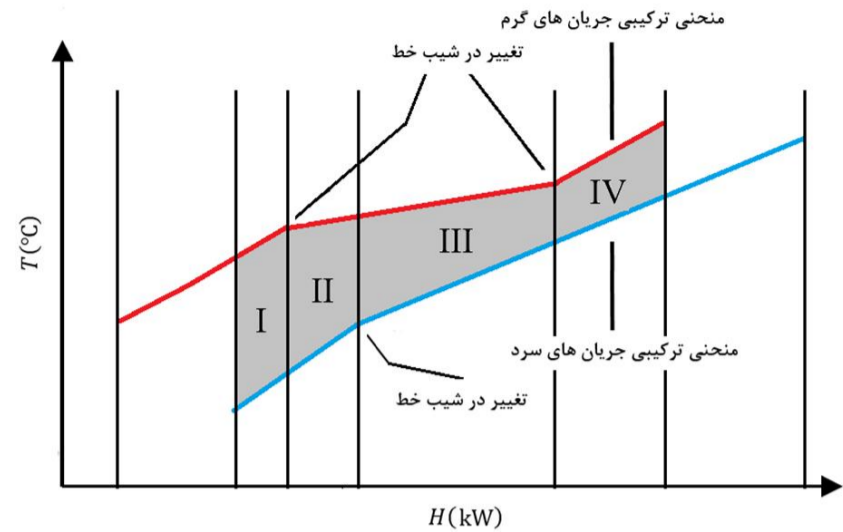
استفاده همزمان از دو اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال و یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال باعث می‌شود که هیچ تفاوتی بین تمام جریان‌های گرم (به طور مشابه تمام جریان‌های سرد) از نقطه نظر حرارتی وجود نداشته باشد و از حیث نرخ انتقال حرارت تفاوتی نمی‌کند که کدام جریان سرد با کدام جریان گرم به تبادل حرارت می‌پردازد. علت آن است که تمام جریان‌های گرم به تمام جریان‌های سرد بار حرارتی مساوی منتقل می‌نمایند. در شکل 4 نمودار دما بر حسب طول مبدل حرارتی برای یک مبدل حرارتی 4 جریانی که در آن دو اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال و یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال برقرار است، نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، به دلیل یکسان بودن عملکرد جریان‌های گرم و سرد، نمودار دمای جریان‌های گرم (و سرد) بر یکدیگر منطبق می‌باشد.

2-2-3- تعیین جریان مرجع

در این روش، در هر بازه آنتالپی یک جریان گرم و یک جریان سرد به عنوان جریان مرجع در آن بازه آنتالپی انتخاب می‌گردد. طراحی هر بازه آنتالپی بر مبنای این جریان‌های مرجع انجام می‌گیرد. سایر جریان‌های گرم و سرد که به آن‌ها در این روش جریان‌های تابع اطلاق می‌گردد، بر حسب این جریان‌های مرجع طراحی می‌گردند. به این منظور اصل یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال با توجه به جریان‌های مرجع و تابع برای جریان‌های گرم و سرد می‌بایست به صورت (7) و (8) برقرار گردد:

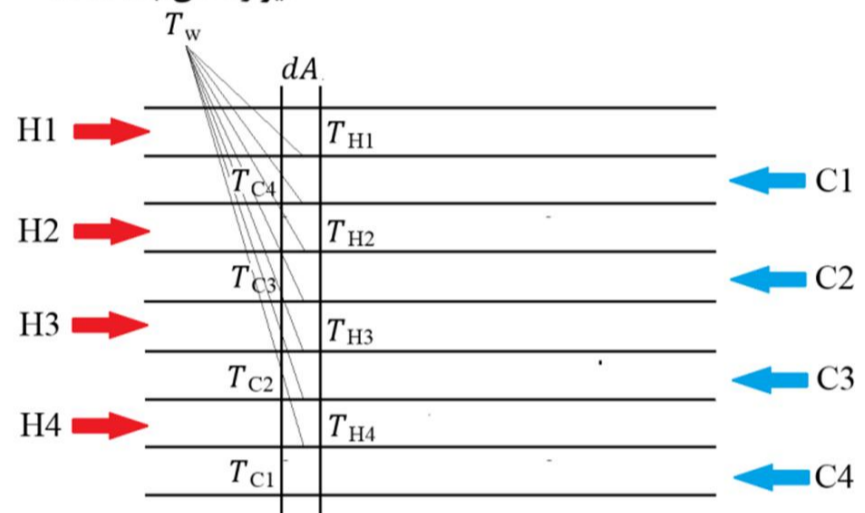
$$(\eta hA)_{h,ref} = (\eta hA)_{h,func} \quad (7)$$

$$(\eta hA)_{c,ref} = (\eta hA)_{c,func} \quad (8)$$



شکل 1 نمونه ای از یک منحنی ترکیبی برای چند جریان حرارتی

دیواره‌های جداکننده



شکل 2 نمایی از یک مبدل چند جریانی و دمای سیالات در مقطعی عمود بر جریان

جریان گرم به هر جریان سرد را مطابق رابطه (2) در نظر گرفت:

$$\frac{CP_h}{CP_c} = \frac{\sum CP_h}{\sum CP_c} \quad (2)$$

به‌طور مثال در شکل 3 چیدمان و توزیع جریان‌ها به گونه‌ای انجام گرفته شده که تعداد جریان‌های گرم و سرد با یکدیگر برابر باشد. ظرفیت گرمایی در این شکل برای جریان‌های گرم موجود 4 و 8 (به طور مثال $\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) و برای جریان‌های سرد 12 و 24 (به طور مثال $\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) است. طبق رابطه (2) می‌توان نوشت:

$$\frac{CP_h}{CP_c} = \frac{8 + 4}{12 + 24} = \frac{1}{3}$$

یعنی به منظور برابری تعداد جریان‌ها، نسبت بین ظرفیت گرمایی جریان‌های گرم به سرد باید 1 به 3 باشد.

2-2-2- اصل یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال

به منظور یکنواخت‌سازی میدان دما در دیواره‌های جداکننده در جهت هر سطح عمود بر هر جریان باید عملکرد حرارتی همه کانال‌های گرم و همه کانال‌های سرد دارای عملکرد حرارتی مشابه یکدیگر باشد. به عبارتی دیگر با توجه به شکل 2 برای جریان‌های گرم می‌توان نوشت:

$$(\eta hA)_{H1} = (\eta hA)_{H2} = \dots = (\eta hA)_{Hn} \quad (3)$$

و به طور مشابه برای جریان‌های سرد:

$$(\eta hA)_{C1} = (\eta hA)_{C2} = \dots = (\eta hA)_{Cn} \quad (4)$$

این شرایط را می‌توان با انتخاب سطوح مناسب حرارتی برای هر جریان استحصال نمود. در صورت برقراری روابط (3) و (4) در هر صفحه عمود بر هر مقطع مبدل حرارتی در امتداد طول آن و با در نظر گرفتن رابطه (1) می‌توان

سطح انتقال حرارت در هر صفحه فین‌دار برابر است با مجموع سطح انتقال حرارت صفحه و سطح انتقال حرارت فین‌ها. در این صورت مساحت کل انتقال حرارت در یک صفحه فین‌دار را می‌توان به صورت رابطه (12) نوشت:

$$A_{tot} = A_p + A_{fin} \quad (12)$$

که A_{tot} سطح کل انتقال حرارت، A_p سطح انتقال حرارت صفحه و A_{fin} سطح انتقال حرارت فین‌ها می‌باشد. می‌توان سطح کل انتقال حرارت برای هر صفحه فین‌دار با فین مستطیلی را به صورت رابطه (13) نوشت:

$$A_{tot} = 2WL + 2(b) \left(\frac{W}{s}\right)L = 2WL \left(1 + \frac{b}{s}\right) \quad (13)$$

که L طول مبدل حرارتی می‌باشد. به همین صورت نسبت سطح انتقال حرارت فین‌ها به کل سطح انتقال حرارت را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\eta_o = 1 - \left(\frac{A_{fin}}{A_{tot}}\right) (1 - \eta_f) \quad (14)$$

که η_o بازده کلی سطح و η_f بازده فین می‌باشد. با جای‌گذاری رابطه (13) در رابطه (14) می‌توان نتیجه گرفت:

$$\eta_o = \frac{s + b\eta_f}{s + b} \quad (15)$$

به این ترتیب بازده کلی سطح را می‌توان بر حسب بازده فین و پارامترهای هندسی فین نوشت. از طرفی مقدار افت فشار سیال در هر صفحه فین‌دار به طول L و قطر هیدرولیکی d_h را می‌توان به صورت رابطه (16) نوشت [17]:

$$\Delta P = 2vf \frac{L}{d_h} G^2 \quad (16)$$

که f ضریب فانیگ، v حجم مخصوص سیال و G شار جرمی سیال در هر صفحه است. شار جرمی سیال به صورت رابطه (17) تعریف می‌گردد:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} \quad (17)$$

که \dot{m} دبی جرمی سیال عبوری می‌باشد. با جای‌گذاری رابطه (17) در رابطه (16) می‌توان نوشت:

$$\Delta P = 2vf \frac{L}{d_h} \frac{\dot{m}^2}{A_{ff}^2} \quad (18)$$

می‌توان مقدار ضریب فانیگ را بر حسب عدد رینولدز به صورت رابطه (19) نوشت [9]:

$$f = \xi Re^{-\tau} \quad (19)$$

که Re عدد رینولدز و ξ و τ ضرایب ثابت می‌باشند. عدد رینولدز را می‌توان به صورت رابطه (20) تعریف نمود:

$$Re = \frac{Gd_h}{\mu} \quad (20)$$

که μ ویسکوزیته دینامیکی سیال است. با جای‌گذاری رابطه (20) در رابطه (19) می‌توان نوشت:

$$f = \xi \left(\frac{Gd_h}{\mu}\right)^{-\tau} \quad (21)$$

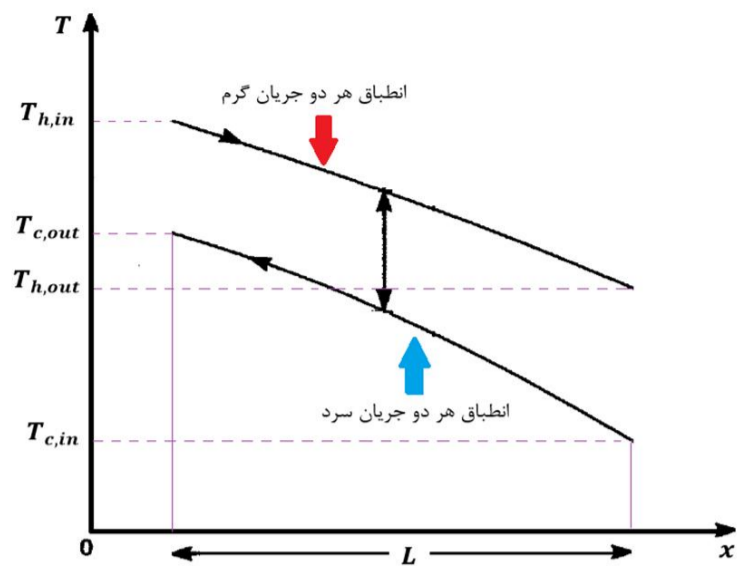
از طرفی با جای‌گذاری رابطه (21) در رابطه (18) می‌توان نوشت:

$$\Delta P = 2v\xi \left(\frac{\dot{m}d_h}{\mu A_{ff}}\right)^{-\tau} \frac{L}{d_h} \frac{\dot{m}^2}{A_{ff}^2} \quad (22)$$

با مرتب کردن رابطه (22) می‌توان نتیجه گرفت:

$$\Delta P = 2v\xi \left(\frac{1}{\mu}\right)^{-\tau} (\dot{m})^{-\tau+2} (d_h)^{-\tau-1} (A_{ff})^{\tau-2} (L) \quad (23)$$

با جای‌گذاری مقدار d_h و A_{ff} از روابط (10) و (11) در رابطه (23)



شکل 4 نمودار توزیع دما در یک بازه آنتالپی از یک مبدل حرارتی چهارجریانی با رعایت اصل اول و دوم

به این ترتیب می‌توان با انتخاب سطوح حرارتی مناسب بر حسب پارامترهای هندسی فین‌ها روابط (7) و (8) را ارضا نمود.

3-2- پارامترهای هندسی فین‌های مستطیلی

از آن جایی که در این بخش از فین‌های مستطیلی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای - فین‌دار استفاده می‌گردد لذا قبل از آن که سایر روابط و روش‌های طراحی استخراج گردد لازم است مشخصات هندسی و هیدرولیکی این نوع فین‌ها بیان گردد. نمای کلی یک صفحه حرارتی دارای فین‌های مستطیلی در شکل 5 به تصویر کشیده شده است. همان‌طور که در شکل 5 نشان داده شده است، پارامترهای هندسی یک فین مستطیلی شامل ضخامت فین، گام فین و ارتفاع فین به ترتیب با t_f ، s و b نشان داده شده است.

قطر هیدرولیکی را می‌توان به صورت رابطه (9) تعریف نمود:

$$d_h = \frac{4A}{p} \quad (9)$$

با توجه به شکل 5 و رابطه (9) مقدار قطر هیدرولیکی برای یک فین مستطیلی را می‌توان به صورت رابطه (10) نوشت:

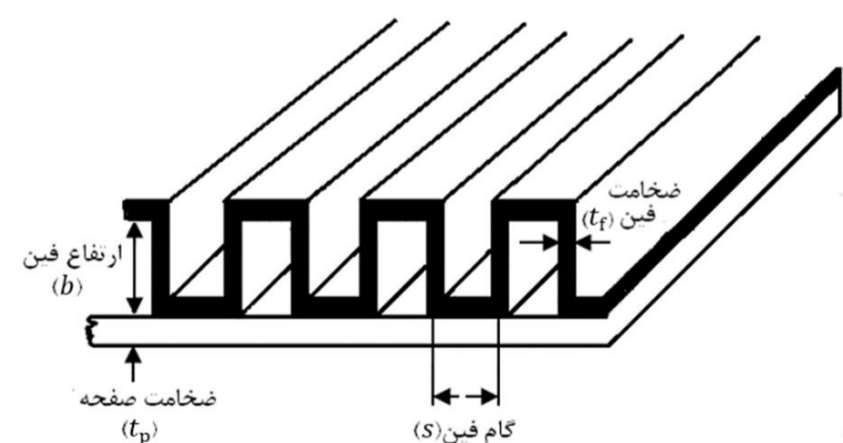
$$d_h = \frac{2(s - t_f)(b)}{(s - t_f + b)} \quad (10)$$

با توجه به شکل 5، می‌توان سطح آزاد جریان را برای یک صفحه به عرض W به صورت رابطه (11) به دست آورد:

$$A_{ff} = (s - t_f)(b) \left(\frac{W}{s}\right) \quad (11)$$

که A_{ff} سطح جریان آزاد است. نسبت سطح انتقال حرارت فین‌ها به کل سطح برابر است با:

$$FR = \frac{A_{fin}}{A_{tot}} = \frac{2WL \left(\frac{b}{s}\right)}{2WL \left(1 + \frac{b}{s}\right)} = \frac{b}{b + s}$$



شکل 5 نمای کلی یک صفحه حرارتی دارای فین‌های مستطیلی

$$\left\{ \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p Pr^{-\frac{2}{3}} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma} \left(\frac{W}{s} \right)^\gamma \left(\frac{s+b\eta_f}{s+b} \right) \left(\frac{2}{(s-t_f+b)} \right)^{-\gamma-1} [(s-t_f)(b)]^{-1} \right\}_{\text{func}} \quad (36)$$

4-2- مدل‌سازی حرارتی

به این منظور باید ضریب کلی انتقال حرارت در این مبدل حرارتی محاسبه گردد. با صرف‌نظر کردن از انتقال حرارت هدایت در صفحه‌های جداکننده و بدون از دست دادن کلیت مسئله می‌توان نوشت:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{\eta_{o,h} h_h A_h} + \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_c} \quad (37)$$

که η_o بازده کلی سطح، h ضریب انتقال حرارت و A سطح انتقال حرارت است. در عین حال اندیس‌های h و c به ترتیب به جریان گرم و سرد دلالت دارد. مقدار h از رابطه (28) محاسبه می‌شود که در آن برای محاسبه مقدار j با استفاده از روابط (10) و (17) عدد رینولدز را برای هر کانال می‌توان به صورت رابطه (38) نوشت:

$$Re = \frac{G d_h}{\mu} = \frac{\dot{m} \frac{2(s-t_f)(b)}{NP (s-t_f+b)}}{\mu} = \frac{2\dot{m}s}{\mu W (s-t_f+b) (NS)} \quad (38)$$

بازده کلی سطح طبق رابطه (15) به دست می‌آید که در آن بازده فین را می‌توان به صورت رابطه (39) تخمین زد:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (39)$$

در رابطه (39) می‌توان به جای L_c تقریباً مقدار $\frac{b}{2}$ را قرار داد و مقدار m نیز به صورت رابطه (40) تعریف می‌گردد:

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt_f}} \quad (40)$$

که k ضریب هدایت فین می‌باشد. با قرار دادن رابطه (40) در رابطه (39) و قرار دادن آن در رابطه (15) می‌توان بازده کلی سطح را محاسبه نمود. با جایگذاری بازده کلی سطح (رابطه 15)، مقدار ضریب انتقال حرارت (رابطه 28) و سطح انتقال حرارت (رابطه 13) در رابطه (37) می‌توان مقدار ضریب کلی انتقال حرارت را به صورت رابطه (41) بیان نمود:

$$\frac{1}{(UA)_1} = \sum_{j=1}^2 \left\{ \frac{\Gamma L \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p Pr^{-\frac{2}{3}} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma}}{\left(\frac{W}{s} \right)^\gamma \left(\frac{s+b\eta_f}{s+b} \right) \left(\frac{2}{(s-t_f+b)} \right)^{-\gamma-1} [(s-t_f)(b)]^{-1}} \right\}_j \quad (41)$$

با محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی می‌توان مقدار NTU را به صورت رابطه (42) محاسبه نمود:

$$NTU = \frac{UA}{(mc)_{\min}} \quad (42)$$

که NTU تعداد مراحل انتقال است. با فرض آرایش جریان مخالف به منظور بهینه‌سازی عملکرد حرارتی مبدل حرارتی می‌توان مقدار NTU را برحسب ε و C به صورت زیر نوشت [18]:

$$NTU = \frac{1}{C-1} \ln \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon C-1} \quad (43)$$

که C نسبت گرماهای ویژه است. از طرفی با معلوم بودن دماهای ورودی و خروجی در هر بازه آنتالپی می‌توان مقدار ε را به صورت (44) محاسبه نمود:

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{in} - T_{out})}{C_{\min} (T_{in} - t_{in})} \quad (44)$$

می‌توان افت فشار در هر صفحه فین‌دار مستطیلی را بر حسب پارامترهای هندسی آن به صورت رابطه (24) نوشت:

$$\Delta P = 2\nu\xi \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\tau} (\dot{m})^{-\lambda+2} \left[\frac{2(s-t_f)(b)}{(s-t_f+b)} \right]^{-\tau-1} \times \left[(s-t_f)(b) \left(\frac{W}{s} \right) \right]^{\tau-2} (L) \quad (24)$$

از طرفی ضریب کولبرن را می‌توان از رابطه (25) به دست آورد:

$$j = St Pr^{\frac{2}{3}} \quad (25)$$

که Pr عدد پراتل و St عدد استانتون است که هر یک به ترتیب به صورت روابط (26) و (27) تعریف می‌شوند:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (26)$$

$$St = \frac{h}{C_p G} \quad (27)$$

با قرار دادن رابطه (27) در رابطه (25) می‌توان نوشت:

$$h = j C_p G Pr^{-\frac{2}{3}} \quad (28)$$

که در آن C_p ظرفیت گرمایی و j ضریب کولبرن است. مشابه ضریب فاینینگ، می‌توان نوشت:

$$j = \Gamma Re^{-\gamma} \quad (29)$$

که Re عدد رینولدز و Γ و γ ضرایب ثابت است. از طرفی مقدار $\eta h A$ را می‌توان به صورت رابطه (30) نوشت:

$$\eta h A = \eta \left(j C_p \frac{\dot{m}}{A_{ff}} Pr^{-\frac{2}{3}} \right) A \quad (30)$$

از آن جایی که:

$$\frac{A}{A_{ff}} = \frac{4L}{d_h} \quad (31)$$

لذا می‌توان نوشت:

$$\eta h A = \eta \left(j \dot{m} C_p \frac{4L}{d_h} Pr^{-\frac{2}{3}} \right) \quad (32)$$

با جایگذاری j از رابطه (29) در رابطه (32) و برای یک کانال:

$$\eta h A = \eta \left(\frac{\dot{m}}{NS} C_p \frac{4L}{d_h} Pr^{-\frac{2}{3}} \right) \Gamma \left(\frac{\dot{m} d_h}{NS A_{ff}} \right)^{-\gamma} \quad (33)$$

با جایگذاری مقدار d_h از رابطه (10)، مقدار A_{ff} از رابطه (11) و η از رابطه (15) در رابطه (34) می‌توان مقدار $\eta h A$ را به صورت رابطه (34) نوشت:

$$4\Gamma L \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p Pr^{-\frac{2}{3}} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma} \left(\frac{s+b\eta_f}{s+b} \right) \left(\frac{2(s-t_f)b}{(s-t_f+b)} \right)^{-\gamma-1} \left[(s-t_f)(b) \left(\frac{W}{s} \right) \right]^\gamma = \eta \quad (34)$$

و در نتیجه:

$$\eta h A = 4\Gamma L \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p Pr^{-\frac{2}{3}} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma} \left(\frac{W}{s} \right)^\gamma \left(\frac{s+b\eta_f}{s+b} \right) \left(\frac{2}{(s-t_f+b)} \right)^{-\gamma-1} [(s-t_f)(b)]^{-1} \quad (35)$$

بنابراین با جایگذاری رابطه (35) در روابط (7) یا (8) می‌توان نوشت:

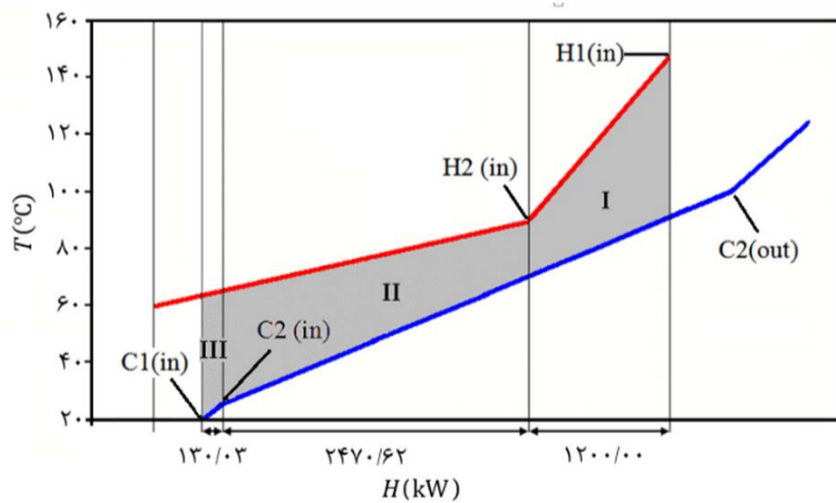
$$\left\{ \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p Pr^{-\frac{2}{3}} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma} \left(\frac{W}{s} \right)^\gamma \left(\frac{s+b\eta_f}{s+b} \right) \left(\frac{2}{(s-t_f+b)} \right)^{-\gamma-1} [(s-t_f)(b)]^{-1} \right\}_{\text{ref}} =$$

جدول 2 اطلاعات فرآیندی جریان‌های مربوط به مطالعه موردی [9]

کد	T_s (°C)	T_t (°C)	ΔP_a (kPa)	\dot{m} (kg/s)	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	μ (Ns/m ²)
H1(l)	150	60	46	25	700	800	0.0003
H2(l)	90	60	60	17/106	700	750	0.0004
C1(l)	20	125	30	27/7	750	900	0.0005
C2(l)	35	100	86	37/5	750	800	0.0005

جدول 3 اطلاعات فرآیندی جریان‌های مربوط به مطالعه موردی [11]

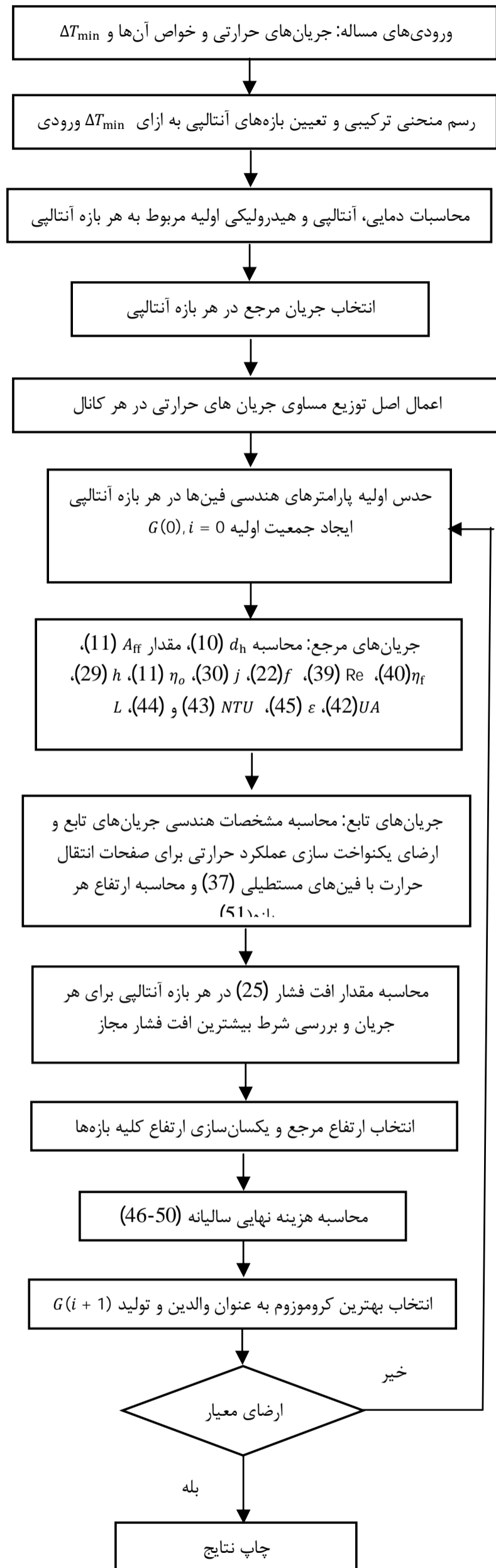
کد	T_s (°C)	T_t (°C)	ΔP_a (kPa)	\dot{m} (kg/s)	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	μ (Ns/m ²)
H1(l)	220	60	62	16/26	730	2250	0.0003
H2(l)	327	40	86	16/47	700	2120	0.0004
H3(g)	160	60	20	160/11	15	2500	0.00016
H4(l)	220	160	45	14/74	920	2150	0.0003
C1(g)	85	138	10	125/17	15	2800	0.00001
C2(l)	140	300	65	133	850	1500	0.0005
C3(l)	35	164	55	25	810	2800	0.0003
C4(g)	60	170	32	35/14	15	1715	0.00012
C5(l)	100	300	97	16/47	800	2100	0.0004



شکل 7 منحنی ترکیبی جریان‌های مربوط به مطالعه موردی

جدول 4 جزئیات بازه‌های آنتالپی مربوط به جریان‌های مطالعه موردی اول

بازه	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)	ΔT_{lm} (°C)
I	150	70	90	91/8	35/76
II	90	25	65/3	70	28/97
III	65/3	20	64	25	42/12



شکل 6 خلاصه الگوریتم بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی چندجریانی با فین‌های مستطیلی

جدول 6 دامنه و گام تغییرات برای ارتفاع و گام فین‌ها

گام	پایین حد	بالا حد	متغیر
0/01	2	20	ارتفاع فین (b)
0/01	1	8	گام فین (s)

جدول 7 مقایسه نتایج روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی اول

حجم m ³	ارتفاع (m)	طول (m)	مقایسه نتایج
0/46	0/6	0/76	بهینه مرجع [9] توسط [19]
0/48	0/53	0/90	روش اول مرجع [19]
0/36	0/42	0/85	روش دوم مرجع [19]
0/30	0/40	0/74	روش حاضر (الگوریتم ژنتیک)
0/30	0/40	0/74	روش حاضر (PSO)

جدول 8 مقایسه نتایج روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی دوم

حجم m ³	ارتفاع (m)	طول (m)	مقایسه نتایج
5/53	4/98	1/11	بهینه مرجع [9] توسط [19]
6/77	3/72	1/82	روش اول مرجع [19]
4/80	3/78	1/27	روش دوم مرجع [19]
4/01	3/68	1/10	روش حاضر (الگوریتم ژنتیک)
4/01	3/68	1/10	روش حاضر (PSO)

جدول 9 مقایسه هزینه نهایی سالیانه روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی اول

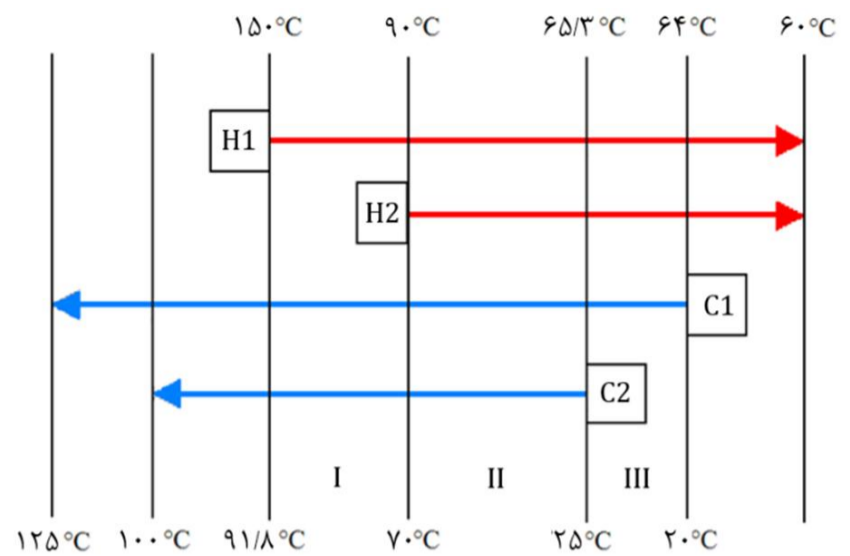
درصد بهبود	هزینه نهایی سالیانه (\$/yr)	مقایسه نتایج
16/86	575978/94	بهینه مرجع [9] توسط [19]
---	692813/63	روش اول مرجع [19]
27/68	501007/68	روش دوم مرجع [19]
31/55	474237/01	روش حاضر

جدول 10 مقایسه هزینه نهایی سالیانه روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی دوم

بهبود درصد	هزینه نهایی سالیانه (\$/yr)	مقایسه نتایج
9/04	9612683/5	بهینه مرجع [9] توسط [19]
---	10007191	روش اول مرجع [19]
18/82	8269213	روش دوم مرجع [19]
19/82	8023198	روش حاضر

مبدل‌های حرارتی چندجریانی استفاده شده است. در مقابل در این مقاله از فین‌های مستطیلی با پارامترهای هندسی متغیر به صورت یک کمیت پیوسته به این منظور استفاده شده است. به دلیل پیوسته بودن متغیرهای اصلی در این روش تعداد حالت‌های مورد بررسی نسبت به روش مراجع [19,9] و در نتیجه حجم محاسبات و پیچیدگی حل به صورت چشمگیری افزایش پیدا می‌نماید. از طرفی پیوسته بودن مقادیر متغیرهای اصلی موجب می‌گردد تا گستره طراحی نسبت به مراجع [19,9] افزایش پیدا نموده و از این حیث جواب بهینه در روش کنونی نسبت به مراجع [19,9] بهبود پیدا نماید.

همان‌طور که در جداول 7 و 8 نشان داده شده است، طول، ارتفاع و در نتیجه حجم حالت بهینه در روش کنونی نسبت به نتایج بهینه مراجع [19,9] کاهش داشته است. بنابر نتایج اکتسابی طول، ارتفاع و حجم بهینه



شکل 8 بازه های آنتالپی به دست آمده برای مطالعه موردی

جدول 5 جزئیات بازه های آنتالپی مربوط به جریان‌های مطالعه موردی دوم

بازه	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)	ΔT_{lm} (°C)
I	327	195/3	220	231	52/52
II	220	170	196/3	195/3	25/49
III	196/3	164	189/6	170	25/94
IV	189/6	142	160	164	21/57
V	160	140	158/5	142	18/25
VI	158/5	138	157/6	140	19/04
VII	157/6	100	118/2	138	18/89
VIII	118/2	85	105/4	100	19/28
IX	105/4	60	99/6	85	28/94
X	99/6	35	96/5	60	49/94

اساس الگوریتم شکل 6 انجام می‌گیرد. متغیرهای تصمیم (اصلی) پارامترهای هندسی فین‌های مستطیلی شامل ارتفاع، گام و ضخامت فین در هر جریان است که دامنه و گام تغییرات برای ارتفاع و گام فین‌ها در جدول 6 نشان داده شده و ضخامت فین‌ها طبق استانداردهای معمول ساخت دارای مقادیر 0/102، 0/152، 0/254 و 0/813 میلی‌متر می‌باشد. عرض مبدل حرارتی که جزو درجه آزادی سیستم محسوب نمی‌گردد، به منظور مقایسه با مراجع [17,9] برابر واحد طول در نظر گرفته شده است. بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک با 100 تولیدمثل، احتمال کراس اور 0/8 و احتمال جهش 0/4 انجام گرفته شده است. کلیه محاسبات و الگوریتم‌ها در محیط نرم افزار متلب نسخه 8/1 سال 2013 کدنویسی شده است. به منظور تأیید نتایج بهینه‌سازی مستحصل از الگوریتم ژنتیک، هر دو مطالعه موردی با استفاده از روش بهینه‌سازی PSO نیز بهینه و جواب‌های آن با جواب‌های خروجی از الگوریتم ژنتیک مقایسه می‌گردد.

در جداول 7 و 8 مقادیر هندسی کل مبدل حرارتی چندجریانی بهینه شامل طول، ارتفاع و حجم در مقایسه با نتایج مستخرج از مراجع به ترتیب برای مطالعه موردی اول و دوم نشان داده شده است. جداول 9 و 10 هزینه نهایی سالیانه حالت بهینه در این مقاله با هزینه نهایی سالیانه مراجع به ترتیب برای مطالعه موردی اول و دوم مقایسه شده است.

3-4- بحث و نتایج

در مراجع [19,9] از 57 نوع فین مختلف بر اساس داده‌های مرجع معتبر کیز و لندن [20] و به صورت یک کمیت گسسته به منظور طراحی و بهینه‌سازی

در این مقاله، به منظور مدل‌سازی، طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای - فین‌دار با فین‌های مستطیلی یک روش جدید بر مبنای یکنواخت‌سازی حرارتی کلیه جریان‌های حرارتی و بر اساس منحنی ترکیبی ارائه گردید. نتایج کلی و دستاوردهای مهم این مقاله را می‌توان به صورت زیر بیان نمود:

- ارائه یک الگوریتم جدید به منظور بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی چندجریانی صفحه‌ای - فین‌دار با فین‌های مستطیلی که به دلیل ماهیت چندجریانی بودن آن دارای پیچیدگی‌های زیادی است
- کاهش قابل توجه پیچیدگی‌ها و افزایش سرعت بهینه‌سازی با استفاده همزمان از دو اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال و یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال.
- به دلیل محدودیت در روش‌هایی که از متغیرهای گسسته استفاده می‌کنند، در بسیاری موارد استحصال اصل یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال به صورت دقیق عملاً امکان‌پذیر نمی‌باشد. در صورتی که در روش کنونی که از متغیرهای پیوسته به منظور طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی چندجریانی استفاده شده است، حصول اصل یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال به صورت دقیق کاملاً عملی و امکان‌پذیر می‌باشد.
- بهینه‌سازی یک مبدل حرارتی چندجریانی با در نظر گرفتن هزینه نهایی سالیانه به عنوان تابع هدف با علم به این مطلب که کاهش هزینه نهایی سالیانه این نوع مبدل‌های حرارتی تأثیر اقتصادی قابل ملاحظه‌ای در صنعت مربوط به آن دارد.
- به دلیل الگوریتم خاص این روش، تعداد کانال‌های مربوط به هر جریان یک عدد طبیعی به دست می‌آید در حالی که در سایر روش‌ها این تعداد یک عدد اعشاری است که از نقطه نظر ساخت و عملیاتی عملاً امکان‌پذیر نیست.
- استفاده از این روش در دو مبدل حرارتی چندجریانی برگرفته از مراجع به عنوان مطالعه موردی نشان می‌دهد که استفاده از این روش می‌تواند نسبت به سایر روش‌ها کاهش قابل ملاحظه‌ای را در هزینه نهایی سالیانه ایجاد نماید.

6- فهرست علائم

A	سطح (m^2)
A_{ff}	مساحت سطح آزاد جریان (m^2)
A_{fin}	مساحت انتقال حرارت سطوح ثانویه یا فین‌ها (m^2)
A_{tot}	مساحت انتقال حرارت کل (m^2)
b	ارتفاع فین (m)
C	نسبت گرماهای ویژه
c_p	گرمای ویژه ($kJkg^{-1}K^{-1}$)
d_h	قطر هیدرولیکی (m)
E	توان پمپاژ (kW)
f	ضریب فانینگ
FR	نسبت سطح انتقال حرارت فین‌ها به کل سطح
G	شار جرمی ($kgm^{-2}s$)

در مبدل حرارتی مطالعه موردی اول در روش کنونی به ترتیب $0/74m$ ، $0/40m$ و $0/74m^2$ و برای مورد مطالعاتی دوم به ترتیب $1/10m$ ، $3/68m$ و $4/01m^2$ می‌باشد. از طرفی در جداول 9 و 10 مقدار هزینه نهایی کمینه در هر یک از روش‌های مورد استفاده در مراجع [19،9] و روش کنونی به منظور مقایسه بهتر آورده شده است. درصد بهبود نسبت به بدترین حالت (روش اول مرجع [19]) محاسبه شده است. همان‌طور ملاحظه می‌گردد به دلیل پیوسته در نظر گرفتن متغیرها در این روش مقدار بهینه آن نسبت به سایر مراجع دارای بهترین مقدار است. کمینه هزینه نهایی سالیانه در مطالعه موردی اول در این روش نسبت به بدترین حالت بهینه (روش اول مرجع [19]) $31/55$ درصد و نسبت به بهترین حالت بهینه در مراجع (روش دوم مرجع [19]) $5/35$ درصد بهبود داشته است. همچنین در مطالعه موردی دوم این مقادیر به ترتیب برابر $19/82$ درصد (روش اول مرجع [19]) و $2/98$ درصد (روش دوم مرجع [19]) می‌باشد. همچنین حالت بهینه مستحصل از هر دو روش الگوریتم ژنتیک و PSO در هر دو مطالعه موردی نتایج یکسانی را نشان می‌دهد.

سایر نتایج و نکات مهم و لازم در این زمینه را می‌توان به صورت خلاصه به صورت زیر بیان نمود:

- جریان‌های مرجع در حالت بهینه (کمینه هزینه نهایی سالیانه) در بازه اول $H1$ و $C2$ ، در بازه دوم $H2$ و $C2$ و در بازه سوم $H2$ و $C1$ در نظر گرفته شده‌اند.
- تعداد زیاد پارامترهای موجود و بازه گسترده تغییرات هر یک موجب می‌گردد که بتوان صرفاً از الگوریتم‌های بهینه‌سازی تصادفی نظیر الگوریتم ژنتیک به منظور بهینه‌سازی سیستم استفاده نمود.
- حالت‌های بهینه‌تر از جواب به دست آمده نیز می‌تواند حاصل گردد که شرط بیشترین افت فشار در هر جریان را نقض می‌نماید. در کد کامپیوتری نوشته شده قیودی به منظور حذف حالت‌هایی که در آن افت فشار مجاز نقض می‌گردد لحاظ شده است.
- جواب‌های بهینه به دست آمده در این روش در یک ΔT_{min} ثابت و برابر مقدار فرض شده آن در مراجع [19،9] حاصل گردید. در صورتی که مقدار ΔT_{min} نیز می‌تواند بر مقدار هزینه نهایی سالیانه تأثیرگذار باشد. افزایش مقدار ΔT_{min} موجب کاهش ناحیه بازیافت حرارتی و در نتیجه کاهش هزینه سرمایه‌گذاری می‌گردد. با این وجود از طرفی دیگر افزایش مقدار ΔT_{min} موجب افزایش میزان مصرف یوتیلیتی‌های سرد و گرم و در نتیجه افزایش هزینه‌های عملکردی می‌گردد. بدیهی است کاهش مقدار ΔT_{min} اثری معکوس بر موارد فوق الذکر دارد. به این ترتیب می‌توان مقدار ΔT_{min} را نیز به عنوان یک متغیر در مسأله وارد نمود که در این صورت پیچیدگی‌های مسأله به خصوص در حالتی که پارامترهای هندسی فین‌ها نیز مانند روش کنونی یک کمیت پیوسته هستند افزایش بسیار چشمگیری پیدا می‌کند. همچنین نوع مدل‌سازی مسأله و برخی روابط باید تغییر و بعضاً به مسأله اضافه گردد.

5- نتیجه‌گیری

دیواره W

7- مراجع

- [1] S. Kao, A systematic design approach for a multistream exchanger with interconnected wall, *ASME Paper*, Vol. 61, pp. 255-260, 1961.
- [2] J. Wolf, General solution of the equations of parallel flow multichannel heat exchangers, *Internantional Journal of Heat Mass Transfer*, pp. 901-919, 1964.
- [3] J.C. Chato, R.J. Lverman, J.M. Shah, Analyses of parallel flow multistream heat exchangers, *Internantional Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 14, No. 9, pp. 1691-1703, 1971.
- [4] M. Bentwich, Multistream countercurrent heat exchangers, *Journal of Heat Transfe.*, vol.4, pp. 458-463, 1973.
- [5] Z.X. Yuan, Y.L. Ma, G.P. Xia, W.Q. Tao, Computer implementation of the passage arrangement for plate-fin heat exchangers according to local balance principle, *Journal of Thermal Science*, Vol. 6, pp. 190-196, 1997.
- [6] O. Strelow, A general calculation method for plate heat exchangers, *Internantional Journal of Thermal Science*, Vol. 39, pp. 645-658, 2000.
- [7] I. Ghosh, S.K. Sarangi, P.K. Das, An alternate algorithm for the analysis of multi-stream plate fin heat exchangers, *Internantional Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 2889-2902, 2006.
- [8] M. Picón-Núñez, J.L. López Robles, Flow passage arrangement and surface selection in multi-stream plate-fin heat exchangers, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 26, pp. 5-14, 2005.
- [9] Picon-Núñez, M., Polley G.T. and Medina-Flores M., Thermal design of multi-stream heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 1643-1660, 2002.
- [10] F.Joda, G.T.Polley, Improving MSHE Design Procedure Using Genetic Algorithm and Reduced Number of Sections, *Internantional Journal of Enviromental Research*, Vol. 7, No. 2, pp. 303-318, 2013.
- [11] M. Khorramanesh, M. Amidpour, M.R.J. Nasr, Application of process decomposition in multi-stream plate fin heat exchangers design to use in heat recovery networks, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 46, pp. 941-954, 2007.
- [12] M.Goyal, A. Chakravarty, M.D.Atrey, Two dimensional model for multistream plate fin heat exchangers, *Cryogenics*, vol. 61, No. 1, pp. 70-78, 2014.
- [13] Q. Tian, G. He, L. Zhao, D.Cai, L.Chen, Passage arrangement optimization of multi-stream plate-fin heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, vol.73 No. 1, pp. 961-972, 2014.
- [14] R.Smith, *Chemical Process Design and Integration*, Second Edittion, pp. 357-385, Chichester, West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd, 2005.
- [15] I.C.Kemp, *Pinch Analysis and Process Integration*, Second Edittion, pp. 42-98, USA: Wiley, 2007.
- [16] U.V. Shenoy, *Heat Exchnger Network Synthesis*, Second Edittion, , pp. 98-140, , Houston, Texas: Gulf Publishing Company, 1995.
- [17] A.F.Sotoodeh, M.Amidpour, M.Ghazi, Design and analysis of plate fin heat exchangers in constant volume, constant heat transfer area and constant pressure drop to obtain maximum energy recovery, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp37-334, 2015 (In Persian).
- [18] F.P. Incropera, D.P.Dewitt, T.L.Bergman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th Edition, pp. 689-691, New York: Wiley, 2006.
- [19] F.Joda, N.Tahouni, M.H.Panjeshahi, Application of Genetic Algorithm in Design and Optimisation of Multi-Stream Plate-Fin Heat Exchangers, *The Candidian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 91, pp. 870-881, 2013.
- [20] W.M. Kays, A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, third Edition, pp. 120-155, New York: McGraw-Hill, 1984.

گاز	g
فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	h
ضریب کولبرن	j
ضریب هدایت ($\text{Wm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	k
طول (m)	L
مایع	l
طول معادل (m)	L_c
عدد مورد استفاده در محاسبه راندمان فین (m^{-1})	m
دبی جرمی (kgs^{-1})	\dot{m}
تعداد کانال‌ها	NS
تعداد مراحل انتقال	NTU
فشار (Pa)	P
محیط ترشده (m)	p
عدد پراتل	Pr
بار حرارتی (W)	q
عدد رینولدز	Re
گام فین (m)	s
عدد استانتون	St
دما ($^{\circ}\text{C}$)	T
ضخامت فین (m)	t_f
ضخامت صفحه (m)	t_p
ضریب کلی انتقال حرارت (Wm^{-2}K)	U
حجم مبدل حرارتی (m^3)	V
عرض صفحه (m)	W

علائم یونانی

چگالی (kgm^{-3})	ρ
ویسکوزیته دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)	μ
ضریب اثر مبدل حرارتی	ε
ضریب محاسبه ضریب فانیگ	ξ
توان محاسبه ضریب کولبرن	γ
توان محاسبه ضریب فانیگ	τ
ضریب محاسبه ضریب کولبرن	Γ
حجم مخصوص ($\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$)	ν
بازده کلی سطح	η_o
بازده فین	η_f

زیرنویس‌ها

جریان سرد	c
جریان گرم	H
فین	Fin
جریان تابع	func
ورودی	in
خروجی	out
صفحه	P
جریان مرجع	ref
کل	tot