

بهینه‌سازی پارامترهای هندسی مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پرده‌دار در شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی

رضا رمضان پور جیرنده
مهرانگیز قاضی*
امیرفرهنگ ستوده
محمد نیکیان

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، تاکستان، ایران،
 ramezanpour61@gmail.com
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، تاکستان، ایران،
 m.ghazi@tiau.ac.ir
 استادیار، گروه محیط زیست، پژوهشگاه نیرو، تهران، ایران،
 asotoodeh@nri.ac.ir
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، تاکستان، ایران،
 m.nikiyan@tiau.ac.ir

چکیده

در این مقاله، با در نظر گرفتن هزینه نهایی به عنوان تابع هدف، به بهینه‌سازی مبادله‌کن‌های موجود در یک شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی از نوع صفحه‌ای پرده‌دار پرداخته می‌شود. به این منظور، مدل‌سازی هندسی، هیدرولیکی و گرمایی مبادله‌کن‌های صفحه‌ای موجود در شبکه مبادله‌کن گرمایی بر اساس انتخاب پره و مشخصات هندسی، مبنای بهینه‌سازی می‌باشد. در این مرحله با استفاده از الگوریتم محاسبه سطح ارائه شده و الگوریتم تکامل تفاضلی، پنجاه و هفت نوع پره استاندارد و گسسته با ده پارامتر هندسی مختلف ($\beta, fs, \delta, dh, \tau, s, a, b, x, y$)، به نحوی در دو سمت گرم و سرد مبادله‌کن‌های شبکه انتخاب می‌شوند، تا هزینه نهایی کمینه شود. با جایگذاری پره‌های بهینه توسط الگوریتم تکامل تفاضلی در مبادله‌کن‌های جریان مخالف شبکه، مقادیر مساحت کل شبکه، هزینه یوتیلیتی، هزینه سرمایه‌گذاری، هزینه پمپاژ سیال و هزینه نهایی محاسبه شدند. نتایج نشان می‌دهد که هزینه نهایی شبکه با آرایش بهینه پره‌ها توسط الگوریتم تکامل تفاضلی در مقایسه با هزینه نهایی با آرایش تصادفی پره‌ها، کمتر می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: شبکه مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پرده‌دار، بهینه‌سازی، پارامترهای هندسی، الگوریتم تکامل تفاضلی، هزینه نهایی.

Optimization of the Geometrical Parameters of Plate-Fin Heat exchangers in a Heat Exchanger Network Using Differential Evolution Algorithm

R. Ramezanpour Jirandeh	Department of Mechanical Engineering, Takestan Branch, Islamic Azad University, Takestan, Iran
M. Ghazi	Department of Mechanical Engineering, Takestan Branch, Islamic Azad University, Takestan, Iran
A. Farhang Sotoodeh	Environment Group, Niroy Research Institute (NRI), Tehran, Iran
M. Nikian	Department of Mechanical Engineering, Takestan Branch, Islamic Azad University, Takestan, Iran

Abstract

In this paper, considering the total annual cost as the objective function, the plate-fin heat exchangers in a network are optimized. Considering the geometrical parameters of the fins, the geometrical, hydraulic and thermal modeling of the plate-finned heat exchangers are performed which is the basis of the optimization. Using the differential evolution and the area computing algorithms the optimum fin arrangements in the heat exchangers are obtained for counter-flow case. Fifty-seven standard and discrete fin types with ten different geometrical parameters ($\beta, fs, \delta, dh, \tau, s, a, b, x$ and y) as optimization variables are substituted in both hot and cold sides of the heat exchangers with the purpose of minimizing the objective function. Replacing the optimal fin arrangements for the heat exchangers network, total heat transfer area of the network, utility, capital, total pumping, and investment costs are computed. According to the results, the total annual cost of the network with optimal fin arrangements by DE algorithm for the heat exchangers of network is smaller than the corresponding value with randomly selected fin in heat exchangers of network.

Keywords: Plate-fin heat exchangers network; Optimization; Geometrical parameters; DE algorithm; Total annual cost.

هزینه نهایی، بیشترین آهنگ انتقال گرما و محدودیت‌هایی نظیر بیشترین افت مجاز، کمترین و بیشترین سرعت مجاز سیال، محدودیت‌های ساختاری و غیره بستگی دارد [۱]. مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پرده‌دار از تعداد زیادی صفحه تشکیل شده که بر روی یکدیگر چیده شده و ما بین آنها پره قرار دارد و پره‌ها با اتصال جوشی در بین صفحات قرار دارند. در این مبادله‌کن‌ها، پره‌ها هم به عنوان سطح ثانویه انتقال گرما، برای بهبود آهنگ انتقال گرما کاربرد دارند و هم به عنوان نگه دارنده و تکیه‌گاه‌های مکانیکی استفاده شده و امکان استفاده از

۱- مقدمه

مبادله‌کن‌های گرمایی ابزارهایی برای بازیافت انرژی گرمایی بین دو یا چند سیال در دماهای متفاوت هستند. انواع گوناگونی از مبادله‌کن‌های گرمایی در صنعت وجود دارد که مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پرده‌دار یکی از رایج‌ترین آنها هستند و در صنایع مختلفی نظیر نفت، گاز، پتروشیمی، غذایی، سرمایش، نیروگاه‌های تولید برق کاربرد دارند. طراحی این مبادله‌کن‌ها به پارامترهای هندسی، شرایط کاری، کمترین

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: m.ghazi@tiau.ac.ir

انواع مختلف این پره‌ها سبب افزایش انعطاف‌پذیری در طراحی این مبادله‌کن‌ها می‌شود [۲]. گستردگی این پره‌ها باعث شده است مطالعات فراوانی به منظور تصحیح این سطوح ثانویه در طراحی و بهینه‌سازی مبادله‌کن‌های گرمایی انجام گیرد. کیز و لاندن [۳] به منظور محاسبه ضرایب انتقال گرما و افت فشار مطالعات تجربی فراوانی بر روی انواع پره‌ها (پره صاف، کنگره‌ای، موجی و غیره) انجام داده و نتایج آن را منتشر نموده‌اند که مرجع بسیاری از کارهای بعدی بوده است. نونز و همکاران [۴] معادلات تعادل گرمایی را تغییر داده و عبارتی تحت عنوان «شاخص عملکرد حجمی» اضافه کردند و نمودار VPI را برحسب عدد رینولدز رسم کرده تا نوع پره مناسب را انتخاب نمایند. این روش طراحی بر اساس سعی و خطا بر حسب عدد رینولدز مفروض بنا شده و اثر محدودیت‌های طراحی تحمیل شده بر انتخاب پره را نادیده می‌گیرد که موجب انحراف از طراحی واقعی می‌گردد. حاج‌عبداللهی [۵] به مدلسازی و بهینه‌سازی چند هدفه یک مبادله‌کن صفحه‌ای پره‌دار را با پیکربندی ساختاری پرداخت و نتایج آن را با پیکربندی معمولی مقایسه نمود. او برای بهینه‌سازی چند هدفه از الگوریتم PSO استفاده کرد و هزینه کلی سالانه و اثربخشی را به عنوان دو تابع هدف در نظر گرفت. رانو و همکاران [۶] با استفاده از الگوریتم جایا به بهینه‌سازی چند هدفه مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار و پوسته لوله پرداختند. آنها توابع هدف خود را هزینه نهایی و ضریب اثربخشی مبادله‌کن قراردادند. سگاندو و همکاران [۷] الگوریتم بهینه‌سازی شاهین را برای بهینه‌سازی مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار و پوسته لوله به کار بردند. آنها ضمن در نظر گرفتن پارامترهای هندسی پیوسته برای مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار، آهنگ تولید آنتروپی و ضریب اثربخشی را به عنوان توابع هدف معرفی کردند. لیو و همکاران [۸] با استفاده از بهینه‌سازی چند هدفه توسط الگوریتم NSGA-II^۱ و CFD یک مبادله‌کن صفحه‌ای پره‌دار را بهینه کردند. آنها ارتفاع، ضخامت، گام پره را متغیرهای طراحی قرار دادند و ضرایب کولبرن و فانینگ را به عنوان توابع هدف در نظر گرفتند. نجفی و همکاران [۹] در تحقیق خود آهنگ انتقال گرمای کل و هزینه کلی سالانه به عنوان تابع هدف مورد بررسی قرار دادند و با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی تابع هدف پرداختند. آنها در الگوریتم ژنتیک متغیرهای تصمیم‌گیری را پارامترهای هندسی پره انتخاب کردند. نونز و همکاران [۱۰] طراحی مبادله‌کن‌های چند جریانی را مبنای کار خود قرار دادند و به صورت مفهومی نشان دادند که استفاده از مبادله‌کن‌های چند جریانی می‌تواند جایگزینی برای بازیافت کامل گرما در شبکه باشد. آنها مطالعه خود را در بازه‌های آنتالپی انجام دادند و نیز برای طراحی مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار جریان مخالف با در نظر گرفتن بیشینه افت فشار مجاز، روشی ارائه کردند که قابل تعمیم برای مبادله‌کن‌های چند جریانی بود. جدا و همکاران [۱۱] دو دستاورد جدید برای طراحی ترموهیدرولیکی مبادله‌کن‌های چند جریانی ارائه کردند که در آن با تابع هدف قرار دادن هزینه کلی سالیانه به بهینه‌سازی پارامترهای هندسی پره توسط الگوریتم ژنتیک پرداختند و نیز در مطالعه خود بیشینه افت فشار مجاز جریان‌ها را لحاظ کردند و توانستند با بررسی

پره‌های مختلف هزینه کلی سالیانه را کاهش دهند. گوو و همکاران [۱۲] با در نظر گرفتن پارامترهای هندسی نظیر گام و طول، ارتفاع و ضخامت پره به عنوان تغییرات پیوسته برای انواع پره، الگوریتمی جهت کمینه کردن حجم طراحی مبادله‌کن‌های چند جریانی ارائه نموده که بر اساس این الگوریتم پارامترهای طراحی، قابلیت مقایسه با تحقیقات دیگر را دارد.

از طرفی، روش تنگش^۲ یک ابزاری قدرتمند برای هدف‌گذاری، محاسبات انرژی و نیز طراحی شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی (HEN) می‌باشد. این روش راه‌حلی ساده برای تعیین اهداف مصرف انرژی است و نیز می‌توان با این روش چیدمان مناسبی برای شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی بدست آورد [۱۳] و [۱۴]. از آنجایی که استفاده از بازه‌های آنتالپی در یک نمودار دما - آنتالپی به صورت یک بلوک باعث افزایش تعداد بلوک‌ها و پیچیدگی طراحی می‌گردد. جدا و پلی و پنجه‌شاهی [۱۵] معیاری تعریف نمودند تا بتوان برخی از این بازه‌های آنتالپی را با یکدیگر ادغام نمایند و بدین طریق متغیرهای بهینه‌سازی در بازه‌های آنتالپی را کاهش داده و زمان محاسبه برای بهینه‌سازی را کاهش دهند. جیانگ و همکاران [۱۶] به منظور دستیابی به بهینه‌سازی شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی و کاهش هزینه سالیانه با توجه به قابلیت افزایش اطمینان سیستم به طور همزمان، یک فرمولبندی بهینه‌سازی چند هدفه با قابلیت اطمینان اقتصادی را در سیستم طراحی شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی را پیشنهاد دادند. آگیتونی و همکاران [۱۷] طراحی و سنتز شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی را با استفاده از الگوریتم ژنتیک و الگوریتم تکامل تفاضلی^۳ (DE) انجام دادند. آنها از یک روش دو سطحی و بر اساس فراسازه‌ای استفاده کردند، بطوریکه الگوریتم ژنتیک را برای متغیرهای گسسته استفاده کردند و در سطح پایین‌تر از الگوریتم DE برای بهینه‌سازی بارهای گرمایی و تقسیم جریان جهت دستیابی به یک هزینه کلی سالانه کمتر استفاده کردند.

در این مقاله، با در نظر گرفتن هزینه نهایی به عنوان تابع هدف، یک شبکه مبادله‌کن گرمایی صفحه‌ای پره‌دار، بهینه‌سازی می‌شود. به این منظور، مدلسازی هندسی، هیدرولیکی و گرمایی مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار موجود در شبکه مبادله‌کن گرمایی، بر اساس انتخاب پره و مشخصات هندسی مبنای بهینه‌سازی شبکه می‌باشد. در کار حاضر پنجاه و هفت نوع پره گسسته معرفی شده در مرجع [۳] با پارامترهای هندسی مختلف به نحوی در دو سمت گرم و سرد مبادله‌کن‌های شبکه انتخاب می‌شوند، تا هزینه نهایی کمینه شود. اما این تعداد از پره‌ها با احتمال جایگذاری ۳۲۴۹ حالت در دو سمت گرم و سرد هر مبادله‌کن و متعدد بودن مبادله‌کن‌های موجود در شبکه و نیز تکرار مکرر حلقه‌ها در الگوریتم محاسبه سطح ارائه شده، جهت همگرایی ضرایب انتقال گرما سبب می‌شود تا از الگوریتم تکامل تفاضلی برای انتخاب سطوح ثانویه بهینه با پارامترهای هندسی مختلف جهت کمینه‌سازی هزینه نهایی در شبکه استفاده شود. به طور کلی نوآوری‌های مقاله حاضر در قیاس با سایر مقالات عبارتند از:

- بهینه‌سازی شبکه‌ای از مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار با لحاظ کردن هزینه نهایی به عنوان تابع هدف.

2 Pinch
3 Differential evolution

1 Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm

سطوح فشرده، عملکرد انتقال گرما می‌تواند به صورت تابعی از عدد رینولدز بیان شود. از اینرو، ضریب کالبرن به صورت زیر نوشته می‌شود [۴] و [۱۱]:

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

از مطالعات تجربی ارائه شده توسط کیز و لاندن [۳]، به راحتی ضرایب a و b برای انواع پرها و سطوح فشرده، قابل دستیابی است. از جاگذاری رابطه‌های (۲) و (۳) در رابطه (۱) و مرتب نمودن آن رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$Nu = a \cdot Re^{(1-b)} \cdot Pr^{1/3} \quad (4)$$

با جاگذاری اعداد بدون بعد ناسلت و رینولدز در رابطه (۴) و مرتب کردن آن بر حسب ضریب انتقال، رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$h = a \cdot \left(\frac{\rho \cdot d_h}{\mu}\right)^{(1-b)} \cdot \left(\frac{\lambda}{d_h}\right) \cdot Pr^{1/3} \cdot u^{(1-b)} \quad (5)$$

اگر در رابطه (۵) به غیر از پارامتر سرعت، تمامی جملات به صورت یک ضریب ثابت در نظر گرفته شود، رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$h = k_1 \cdot u^{(1-b)} \quad (6)$$

در رابطه (۶)، ضریب انتقال گرما تابعی از سرعت جریان در مجرا، نوع پره و خواص فیزیکی جریان می‌باشد. همچنین به راحتی می‌توان سرعت جریان را بر حسب دبی جرمی و سطح جریان آزاد در مجرا نوشت.

از طرفی به صورت مشابه رابطه‌ای برای افت فشار نیز می‌توان به دست آورد. رابطه پایه افت فشار در کانال‌ها و مجراها به صورت زیر می‌باشد [۴] و [۱۱]:

$$\frac{\Delta P}{l} = 2 \cdot f \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{d_h} \quad (7)$$

در رابطه (۷) ضریب اصطکاک می‌باشد که می‌توان با استفاده از اطلاعات ارائه شده توسط کیز و لاندن [۳] آن را در محدوده اعداد رینولدز بین ۵۰۰ تا ۱۰۰۰۰، به صورت رابطه زیر نوشت [۴] و [۱۱]:

$$f = x \cdot Re^{-y} \quad (8)$$

از تعریف عدد رینولدز و جایگذاری رابطه (۸) در رابطه (۷) و مرتب کردن آن بر حسب افت فشار، رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$\Delta P = 2 \cdot x \cdot \left(\frac{\rho \cdot d_h}{\mu}\right)^{-y} \cdot \frac{\rho}{d_h} \cdot l \cdot u^{(2-y)} \quad (9)$$

اگر در رابطه (۹)، غیر از پارامترهای طول مجرا و سرعت، تمامی پارامترها به عنوان یک ضریب ثابت در نظر گرفته شود، رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$\Delta P = k_2 \cdot l \cdot u^{(2-y)} \quad (10)$$

$$k_2 = 2 \cdot x \cdot \left(\frac{\rho \cdot d_h}{\mu}\right)^{-y} \cdot \frac{\rho}{d_h} \quad (11)$$

همان طور که ملاحظه می‌شود، رابطه افت فشار تابعی از طول مسیر، سرعت جریان در مجرا، نوع پره و خواص فیزیکی سیال می‌باشد. اگر در رابطه (۱۰)، طول مسیر بر حسب سطح انتقال گرما نوشته شود و سرعت ما بین روابط (۱۰) و (۶) حذف شود، رابطه افت فشار بر حسب ضریب انتقال گرما به دست می‌آید. برای به دست آوردن طول مسیر بر حسب سطح انتقال گرما، از تعاریف دبی حجمی و قطر هیدرولیکی استفاده می‌شود [۳] و [۴] و [۱۱]:

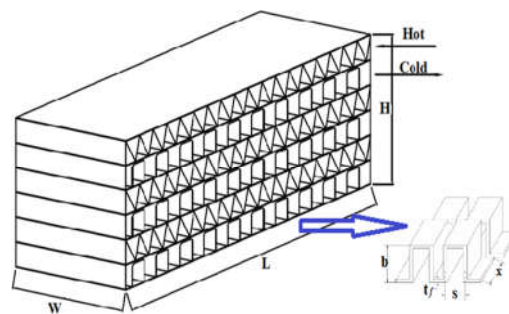
$$u = v/A_c \quad (12)$$

$$d_h = 4 \cdot \frac{l \cdot A_c}{A} \quad (13)$$

- استفاده از پنجاه و هفت نوع پره گسسته و استاندارد با پارامترهای هندسی مختلف شامل: نسبت سطح کلی در یک سمت به حجم بین صفحات در همان سمت (β)، نسبت مساحت سطح ثانویه یا پره به مساحت سطح کلی (fs)، فاصله بین صفحات (δ)، قطر هیدرولیکی (dh)، ضخامت پره (t)، گام (s)، ثابت‌های مربوط به ضریب کالبرن (a و b)، ثابت‌های مربوط به ضریب فاینینگ (X و Y) به عنوان متغیر-های بهینه‌سازی در محاسبات.
- ارائه الگوریتم محاسبه سطوح مبادله‌کن در شبکه به روش تصحیح ضرایب انتقال گرما و استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی برای انتخاب پره‌های بهینه در مبادله‌کن‌های شبکه.

۲- مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار و مدل‌سازی ریاضی

مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار یکی از انواع مبادله‌کن‌ها هستند که آهنگ انتقال گرما را افزایش داده و حجم و وزن کمتری نسبت به سایر مبادله‌کن‌ها دارد. این مبادله‌کن‌ها از صفحات بر روی یکدیگر چیده شده‌ای که ما بین آنها پره با هندسه‌های مختلف قرار دارد، تشکیل شده‌اند. شکل ۱ نمای کلی از یک نوع مبادله‌کن صفحه‌ای پره‌دار جریان مخالف به همراه برخی از پارامترهای هندسی نشان می‌دهد. در ادامه یک مبادله‌کن گرمایی صفحه‌ای پره‌دار دو جریانی به ترتیب از نقطه نظر ترمو هیدرولیکی، گرمایی و اقتصادی مدل‌سازی شده و الگوریتم طراحی آن ارائه می‌گردد.



شکل ۱- نمای کلی از یک مبادله‌کن صفحه‌ای پره‌دار جریان مخالف به همراه برخی پارامترهای هندسی [۶]

۲-۱- مدل‌سازی ترمو هیدرولیکی در مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار

روابط مربوط افت فشار برای مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار می‌تواند بر اساس سطح یا حجم مبادله‌کن و ضریب انتقال گرما ارائه شود. در این مقاله روابط افت فشار بر اساس سطح مبادله‌کن ارائه می‌گردد، که برای به دست آوردن آن به صورت زیر عمل می‌شود:

روابط زیر از تعاریف اعداد بدون بعد ضریب کالبرن و استانتون حاصل می‌گردد [۴] و [۱۱]:

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

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (2)$$

در روابط (۱) و (۲)، پارامترهای Pr ، Re و Nu به ترتیب نشان دهنده اعداد بدون بعد پرنتل، رینولدز و ناسلت می‌باشد. برای اغلب پره‌ها یا

$$\eta_o = 1 + f_s \left\{ \frac{\tanh \left[\left(\frac{2h}{k t_p} \right)^{1/2} \left(\frac{\delta}{2} \right) \right]}{\left[\left(\frac{2h}{k t_p} \right)^{1/2} \left(\frac{\delta}{2} \right) \right]} - 1 \right\} \quad (24)$$

۳-۲- مدل سازی اقتصادی

روابط و معادلات مدل های اقتصادی از دو مرجع [۱۰] و [۱۱] آورده شده است به این منظور هزینه سالیانه به صورت رابطه (۲۵) تعریف می شود:

$$TAC = CI + OM \quad (25)$$

هزینه سرمایه گذاری به صورت رابطه (۲۶) می تواند نوشته شود [۱۱]:

$$CI = (f_c + A \times u_c) \times C_1 \quad (26)$$

که در رابطه (۲۶) A نشان دهنده سطح انتقال گرمای مبادله کن گرمایی می باشد و مقادیر f_c و u_c در جدول ۱ آورده شده است [۱۱].

از طرفی C_1 به صورت رابطه زیر تعریف می شود [۱۱]:

$$C_1 = \frac{(1+i)^a}{a} \quad (27)$$

در رابطه (۲۷) a عمر استهلاک سیستم و i نرخ بهره سالیانه می باشد. همچنین هزینه عملیاتی و نگهداری سیستم را به صورت رابطه (۲۸) می توان نوشت [۱۱]:

$$OMC = \frac{(E_h + E_c) f_e t_{ope}}{1000} \quad (28)$$

که E_h و E_c به ترتیب مقادیر توان پمپاژ در جریان های سرد و گرم، t_{ope} مدت زمان عملکرد سالیانه سیستم و f_e مقدار هزینه الکتریسیته جهت پمپاژ می باشد که مقادیر t_{ope} و f_e در جدول ۱ آورده شده است. مقدار توان پمپاژ (E) را از رابطه زیر محاسبه می شود [۱۱]:

$$E = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho \eta_p} \quad (29)$$

که در رابطه (۲۹) η_p معرف راندمان کمپرسور یا پمپ می باشد.

جدول ۱- مقادیر پارامترهای اقتصادی در معادلات (۲۶) تا (۲۸)

پارامتر	u_c	f_c	t_{ope}	f_e	i	a
	(\$/m2)	(\$)	(hr/yr)	(\$/kWh)	%	(yrs)
مقدار	۱۹۰۰	۳۰۰۰۰	۸۰۰۰	۰/۰۶۵	۱۵	۱۰

همچنین برای هزینه یوتیلیتی های گرم و سرد (بخار و آب)، از مرجع [۱۷] به ترتیب $110 \text{ } \$/(\text{KW} \cdot \text{year})$ برای بخار و $10 \text{ } \$/(\text{KW} \cdot \text{year})$ برای آب در نظر گرفته شده است.

۳- الگوریتم محاسبه سطح

برای محاسبه سطوح مبادله کن های صفحه ای پره دار جریان مخالف در شبکه، الگوریتمی مطابق شکل ۲ ارائه شده که بر پایه الگوریتم طراحی سریع [۱۸] است، با این تفاوت که در الگوریتم ارائه شده به جای حجم، سطح انتقال گرما با ضریب انتقال گرما و افت فشار رابطه پیدا می کند تا در صورت نیاز بتوان با استفاده از این الگوریتم از مبادله کن-های صفحه ای پره دار و روابط آن در محاسبه سطح شبکه مبادله کن-های گرمایی استفاده کرد و نیز با سطح شبکه مبادله کن های پوسته لوله قابل مقایسه باشد. الگوریتم سطح ارائه شده قادر است با تخمین

در این روابط u ، A_c ، A و v به ترتیب نشان دهنده طول مجرا، سطح آزاد جریان، سطح انتقال گرما و دبی حجمی می باشد. با مرتب کردن رابطه (۱۲) بر حسب سطح آزاد جریان و جایگذاری آن در رابطه (۱۳) و مرتب کردن مجدد بر اساس طول مجرا، روابط زیر به دست می آید:

$$l = \frac{d_h}{4 \cdot v} A \cdot u \quad (14)$$

$$l = k_3 \cdot A \cdot u \quad (15)$$

$$k_3 = \frac{d_h}{4 \cdot v} \quad (16)$$

حال با جایگذاری رابطه (۱۵) در رابطه (۱۰)، رابطه افت فشار زیر حاصل می شود:

$$\Delta p = k_2 \cdot k_3 \cdot A \cdot u^{(3-y)} \quad (17)$$

در انتها با حذف سرعت بین رابطه های (۱۷) و (۶)، رابطه افت فشار به صورت زیر حاصل می شود:

$$\Delta p = k \cdot A \cdot h^{\left(\frac{3-y}{1-b} \right)} \quad (18)$$

که در رابطه (۱۸) مقدار ضریب ثابت k به صورت زیر می باشد:

$$k = \frac{k_2 \cdot k_3}{k_1^{\left(\frac{3-y}{1-b} \right)}} \quad (19)$$

معادله (۱۸) رابطه افت فشار بر حسب سطح انتقال گرما و ضریب انتقال گرما را نشان می دهد. با داشتن مقادیر دبی حجمی و خواص فیزیکی برای جریان ها و نیز انتخاب نوع پره، مقدار k محاسبه می گردد.

۳-۲- مدل سازی گرمایی

معادله کلی انتقال گرما و نیز ضرایب کلی انتقال گرما به ترتیب در رابطه های (۲۰)، (۲۱) و (۲۲) آورده شده است که در آنها پارامتر F ضریب تصحیح اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است که مقدار آن در مطالعه حاضر برابر ۱ در نظر گرفته شده است [۱۰]. پارامترهای k ضریب رسانایی گرمایی صفحه و t_p ضخامت صفحه می باشند [۴].

$$Q = UAF\Delta T_{LM} \quad (20)$$

$$\frac{1}{Uc} = \frac{1}{\eta_{oc} h_c} + \frac{t_p}{A_c} + \frac{1}{\frac{A_h}{A_c} (\eta_{oh} h_h)} \quad (21)$$

$$\frac{1}{Uh} = \frac{1}{\eta_{oh} h_h} + \frac{t_p}{\frac{A_w}{A_h} (k)} + \frac{1}{\frac{A_c}{A_h} (\eta_{oc} h_c)} \quad (22)$$

از ترکیب معادله کلی انتقال گرما با تعریف ضریب کلی انتقال گرما، سطح کل انتقال گرما برای سمت گرم و سرد مبادله کن صفحه ای پره-دار بدست می آید [۴].

$$A_h = \frac{Q}{F\Delta T_{LM}} \left[\frac{1}{\eta_{oh}} \left(\frac{1}{h_h} + R_h \right) + \frac{1}{\eta_{oc}} \left(\frac{A_h}{A_c} \frac{1}{h_c} + R_c \right) \right] \quad (23)$$

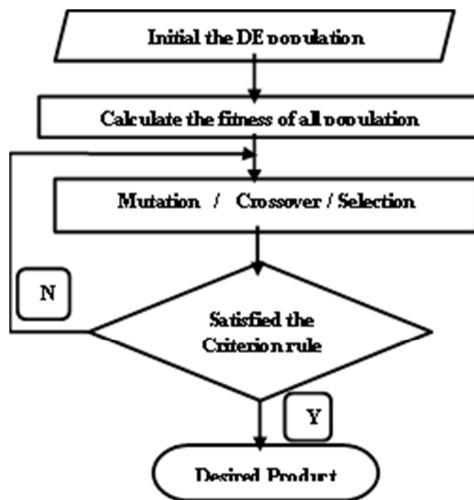
در رابطه (۲۳) A_h و A_c معرف سطح انتقال گرما در سمت گرم و سرد مبادله کن گرمایی صفحه ای پره دار هستند.

رابطه (۲۳) تابعی از بار کل انتقال گرما (Q)، هندسه سطح و ضریب انتقال گرما (h) است و رابطه دیگری که نیاز است تا مورد توجه قرار گیرد راندمان کلی سطح (η_o) است که تابعی از ضریب انتقال گرما می باشد و در رابطه زیر آورده شده است. در رابطه زیر δ فاصله صفحات و f_s نسبت سطح پره به سطح کل می باشد [۴].

با مقادیر بدست آمده برای ضریب انتقال گرما در مرحله قبل سنجیده شود. در صورت همگرایی ضرایب انتقال گرما، مقادیر ابعادی و نیز سطح انتقال گرمای مبادله‌کن محاسبه می‌شوند. در مبادله‌کن‌های جریان مخالف به دلیل آنکه طول مسیر جریان‌ها در دو سمت مبادله‌کن مستقل از هم نمی‌باشند بنابراین می‌توان از افت فشار یک سمت به طور کامل استفاده کرد و افت فشار جریان بعدی باید با توجه ابعاد بدست آمده مطابقت داده شود. جهت بکارگیری این الگوریتم سطح در شبکه مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار، ابتدا الگوریتم مذکور با مراجع معتبر اعتبار سنجی شده و نتایج حاصله با در صد اختلاف اندک در جدول ۶ آورده شده است.

۴- تکنیک بهینه‌سازی با الگوریتم تکامل تفاضلی (DE)

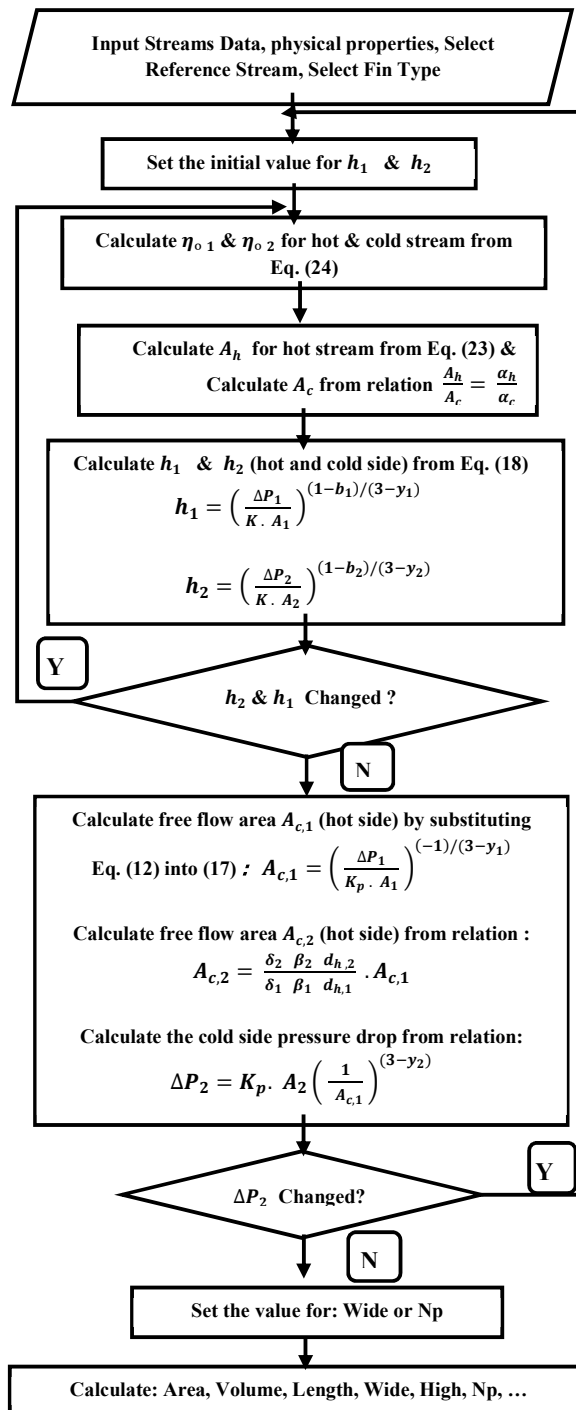
الگوریتم تکامل تفاضلی (DE)، یکی از این الگوریتم‌های تکاملی جهت بهینه‌سازی می‌باشد. اصلی‌ترین تفاوت بین الگوریتم تکامل تفاضلی (DE) و الگوریتم‌های ژنتیکی، ترتیب در عملگرهای تقاطع و جهش و نیز نحوه انجام عملگر انتخاب می‌باشد که در شکل ۳ به طور خلاصه نشان داده است. در این الگوریتم تمامی اعضای جمعیت شانس برابر جهت انتخاب شدن به عنوان یکی از والد‌ها را دارند. به اینصورت که جمعیت فرزندان با جمعیت والد‌ها از لحاظ میزان شایستگی که به وسیله تابع هدف مورد سنجش قرار می‌گیرد، مقایسه می‌شود. پس از آن بهترین اعضا در قالب جمعیت بعدی به مرحله بعد وارد می‌شوند [۱۹] و [۲۰].



شکل ۳- روند کار عملگرهای الگوریتم تکامل تفاضلی

مهمترین مزایای الگوریتم تکامل تفاضلی (DE)، سادگی، قدرتمند بودن و سرعت بالای آن می‌باشد. تنظیم تنها سه پارامتر می‌تواند منجر به شروع به کار این الگوریتم شود. این سه پارامتر، پارامتر اندازه جمعیت (Npop)، پارامتر وزن جهش (F) و پارامتر احتمال تقاطع (Cr) می‌باشند. پارامتر وزن جهش (F) عموماً مقداری بین ۰ تا ۲ می‌گیرد و پارامتر احتمال تقاطع (Cr) بین ۰ تا ۱ تنظیم می‌شود [۱۷]. این

یک مقدار اولیه برای ضریب انتقال گرما برای دو سمت گرم و سرد مبادله‌کن و در نظر گرفتن افت فشار برای در هر دو سمت مبادله‌کن، سطح مبادله‌کن را محاسبه نماید. اما برای آنکه ضرایب انتقال گرمای دو سمت مبادله‌کن با یک تخمین اولیه به مقدار واقعی خود برسد نیاز



شکل ۲- فلوجارت طراحی مبادله‌کن صفحه‌ای پره‌دار جریان مخالف

است تا با تکرار متعدد در حلقه، توسط افت فشارهای سمت گرم و سرد اصلاح شوند و با هر تکرار مقادیر بدست آمده برای ضرایب انتقال گرما

الگوریتم بطور کلی چهار مرحله اساسی دارد که به تفضیل در زیر بیان می‌شود [۱۹] و [۲۰].

آماده‌سازی: در ابتدا این الگوریتم در محدوده مقادیر مسئله مربوطه، جمعیتی به میزان مقادیر تصادفی (Npop) ایجاد می‌کند و دیگر پارامترهای قابل تنظیم در این الگوریتم تنظیم می‌شوند و محدوده بالا و پایین مقادیر مشخص می‌گردد. در مرحله بعد، به صورت تصادفی از جمعیت ایجاد شده چهار عضو انتخاب می‌شوند. به صورت تصادفی یک عضو از چهار عضو به عنوان عضو هدف انتخاب شده و سه عضو تصادفی دیگر به عنوان بردارهای ۱، ۲ و ۳ در نظر گرفته می‌شوند [۲۰].

عملگر جهش: در این گام جهت ایجاد بردار جهش یافته، ضریب F در تفاضل بردارهای ۲ و ۳ ضرب شده و به بردار ۱ اضافه می‌شود. در هر عمل جهش، رابطه (۳۰) منجر به ایجاد بردار جهش یافته در درون جمعیت می‌شود [۲۰].

$$v_i^{G+1} = x_{r1}^G + F(x_{r2}^G - x_{r3}^G), \quad r1 \neq r2 \neq r3 \neq i \quad (30)$$

در رابطه (۳۰) پارامتر وزن جهش (F)، ضریب مقیاس نامیده می‌شود. این ضریب مقدار گام جهش را معین می‌کند [۱۷] و [۲۰].

عملگر تقاطع: در این مرحله بین عضو هدف انتخاب شده در مرحله اول و بردار جهش یافته، یک ترکیب صورت گرفته و بردار سنجش ایجاد می‌شود. این ترکیب بر اساس احتمال تقاطع (Cr) می‌باشد و همانگونه که ذکر شد ضریبی بین ۰ تا ۱ می‌باشد. نحوه انجام این عملگر به اینصورت است که هر یک از اعضای بردار جهش یافته با احتمال Cr به بردار کاندید انتقال می‌یابند و در غیر این صورت، عضو معادل در بردار اصلی جایگزین می‌شود. این عملگر در رابطه (۳۱) نشان داده شده است [۱۷] و [۲۰].

$$u_i^{G+1} = \begin{cases} v_{ij}^{G+1}, & \text{rand}(j) \leq CR \text{ or } j = \text{rand}(i) \\ x_{ij}^{G+1}, & \text{rand}(j) > CR \text{ and } j \neq \text{rand}(i) \end{cases} \quad (31)$$

انتخاب: در این مرحله، عضو هدف انتخاب شده در مرحله اول و بردار سنجش ایجاد شده از مرحله قبل، توسط تابع هدف، ارزشدهی و سنجیده می‌شوند و در صورتی که بردار سنجش، ارزش و برتری بیش از عضو هدف داشته باشد، به عنوان عضوی از اعضای نسل بعدی قرار می‌گیرد. در غیر این صورت، عضو هدف خود عضوی از اعضای نسل بعد می‌شود. نحوه انتخاب بین عضو هدف و بردار سنجش در رابطه (۳۲) نشان داده شده است [۱۷] و [۲۰].

$$x_i^{G+1} = \begin{cases} u_i^{G+1}, & f(u_i^{G+1}) \leq f(x_i^G) \\ x_i^G, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (32)$$

در نهایت تا زمانی که نسل جدید به تعداد جمعیت (Npop) برسد این روند ادامه پیدا می‌کند. سپس به همین طریق این روند تکرار می‌شود تا شرایط خاتمه حاصل گردد.

در این مقاله متعدد بودن مبادله‌کن‌های شبکه و تعداد کثیر پره‌ها (پنجاه و هفت نوع پره گسسته با احتمال جایگذاری ۳۲۴۹ حالت در دو سمت گرم و سرد هر مبادله‌کن) و نیز تکرار مکرر حلقه‌ها در الگوریتم محاسبه سطح، جهت همگرایی ضرایب انتقال گرما سبب می‌شود تا زمان حل شبکه به شدت طولانی باشد بنابراین برای غلبه بر این مشکل از الگوریتم بهینه‌سازی تکامل تفاضلی برای انتخاب پره‌های بهینه، جهت کمینه کردن مقدار هزینه نهایی در شبکه استفاده شده است. بعد از بررسی منابع مختلف در مورد الگوریتم تکامل تفاضلی (DE) برای

یافتن بهترین شرایط برای بهینه‌سازی، روند حاضر انجام گرفته شده است. در ابتدا با در نظر گرفتن شماره پره‌ها به عنوان متغیرهای اصلی تصمیم‌گیری و پارامترهای هندسی پره‌ها که عبارتند از: $\delta, \beta, \alpha, \tau, a, b, x$ و y به عنوان متغیرهای فرعی تصمیم‌گیری و نیز تعداد نسل ۱۰۰ تایی و جمعیت اولیه ۵۰ عضوی، جهت پیدا کردن ضرایب Cr و F، ۱۵ ترکیب گوناگون از این ضرایب مورد بررسی قرار گرفت. لازم به ذکر است سه اجرا هنگام بررسی هر یک از شرایط مذکور در این الگوریتم، صورت گرفته و سپس بهینه‌ترین حالت از میان این سه اجرا برای آن شرایط معرفی شده است. در ادامه با پیدا کردن بهترین ترکیب برای ضرایب Cr و F به بررسی اثر تعداد جمعیت بر روی جواب بهینه و زمان اجرای الگوریتم پرداخته شد. در این حالت نیز برای دو تعداد نسل ثابت ۵۰ و ۱۰۰ تایی، ۳ جمعیت مورد بررسی قرار گرفت (۲۰، ۵۰، ۱۰۰ عضوی) همچنین مانند حالت قبل، برای هر جمعیت سه بار الگوریتم اجرا گردید و بهینه‌ترین حالت برای جمعیت مورد نظر ثبت گردید. در مرحله بعد اثر تعداد نسل بر جواب بهینه و زمان اجرای الگوریتم مورد بررسی قرار گرفت. به منظور بررسی تعداد نسل برای جمعیت ۱۰۰ عضوی، نسل‌های ۳۰، ۴۰، ۵۰، ۱۰۰، ۲۰۰ و ۳۰۰ تایی مورد بررسی قرار گرفت. همانطور که پیشتر نیز ذکر گردید برای هر نسل نیز سه بار الگوریتم اجرا گردید و بهینه‌ترین جواب‌ها و زمان اجرای الگوریتم برای نسل مورد نظر در نظر گرفته شد. مقادیر پارامترهای مذکور در جدول ۲ نشان داده شده است.

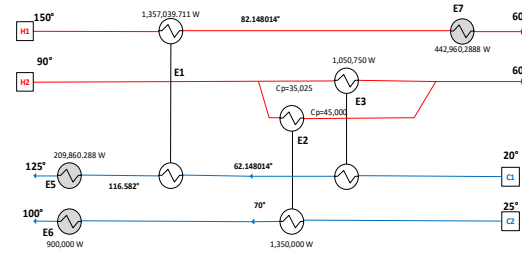
جدول ۲- پارامترهای الگوریتم تکامل تفاضلی

مقدار	پارامتر
۵۰	تعداد جمعیت اولیه
۰/۵	ضریب F
۰/۷۵	ضریب Pc
۱۰۰ یا ۲۰۰	تعداد تکرار نسل

۵- بیان مسئله و معرفی مورد مطالعاتی

در این مقاله، یک مورد مطالعاتی با چهار جریان فرایندی مطابق شکل ۴ مورد بررسی قرار می‌گیرد. مشخصات ترمودینامیکی و فیزیکی چهار جریان در جدول ۳ ارائه شده است. علاوه بر چهار جریان، یک یوتیلیتی گرم در دمای 180°C و یک یوتیلیتی سرد در دمای $15^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C}$ برای گرمایش و سرمایش در نظر گرفته شده است [۱۱] و [۱۴]. جدول ۴ مشخصات خواص فیزیکی برای یوتیلیتی‌های گرم و سرد را نشان می‌دهد. همچنین بر اساس یافته‌های سرس و همکاران [۱۴] مقدار بهینه ΔT_{min} برای همه مبادله‌کن‌ها 20°C در نظر گرفته شده است.

[۴] و [۲۲] می‌باشد، اعتبار سنجی شده و نتایج این اعتبار سنجی با در صد اختلاف در جدول ۶ آورده شده است. از اختلاف اندک در نتایج بدست آمده در جدول ۶ می‌توان نتیجه گرفت که الگوریتم مورد استفاده در این مقاله برای تعیین محاسبات سطوح در شبکه قابل پذیرش است. پس از صحت سنجی الگوریتم سطح ارائه شده، از آن برای محاسبه سطوح مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پرده‌دار در شبکه شکل ۴ استفاده شده است.



شکل ۴- شبکه مبادله‌کن بعد از اعمال حلقه و مسیر و ارضاء شدن در

$$[\Delta T_{\min}] = 02^{\circ}\text{C}$$

جدول ۵- اطلاعات فرایندی و خواص فیزیکی برای طراحی مبادله‌کن جریان مخالف [۴]

اطلاعات فرایندی	سمت ۱	سمت ۲
دبی جرمی (kg/s)	۴۹	۴۹
افت فشار مجاز (pa)	۸۸۰۰	۸۸۰۰
دمای ورودی (°C)	۵۲۴	۲۹۰
دمای خروجی (°C)	۳۱۳	۵۰۱
چگالی (kg/s)	۰/۵۵	۹/۶۳
گرمای ویژه (j/kg.°C)	۱۰۵۹	۱۰۵۹
رسانایی گرمایی (W/m ² .°C)	۰/۰۷۸۰	۰/۰۷۸۹
لزجت (cP)	۰/۰۵۰۹	۰/۰۵۰۹
نام قراردادی سطح انتخابی	۱/۱۰ - ۱۹.۳۵	۱/۹ - ۲۴.۱۲
ضخامت صفحه (mm)	۰/۲	۰/۲
رسانایی گرمایی پره (W/m.°C)	۹۰	۹۰

جدول ۳- اطلاعات فرآیندی و مشخصات فیزیکی جریان‌ها [۱۰-۱۱]

Str type	Ti °C	To °C	M (kg/s)	Δp (k. pa)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.°C)	m (kg/m.°C)	K (W/m.°C)
H1	۱۵۰	۶۰	۲۵/۰	۴۶	۷۰۰	۸۰۰	۰/۰۰۳	۰/۱۲
H2	۹۰	۶۰	۱۰۶/۷	۶۰	۷۰۰	۷۵۰	۰/۰۰۴	۰/۱۲
C1	۲۰	۱۲۵	۲۷/۷	۳۰	۷۵۰	۹۰۰	۰/۰۰۵	۰/۱۲
C2	۱۰	۱۵	۳۷/۵	۸۶	۷۵۰	۸۰۰	۰/۰۰۵	۰/۱۲

جدول ۴- مشخصات فیزیکی بخار و آب سرد [۲۱]

Str. type	Ti °C	To °C	M (kg/s)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.°C)	m (kg/m.°C)	K (W/m.°C)
St.1	۱۸۰	۱۷۹	۳۸/۸۹۰	۸۸۷/۶	۴۴۰۱	۰/۰۰۱۵۰۶	۰/۶۶۰۴۰
St.2	۱۸۰	۱۷۹	۲۰۴/۴۹۰	۸۸۷/۶	۴۴۰۱	۰/۰۰۱۵۰۶	۰/۶۶۰۴۰
W	۱۰	۱۵	۱۹/۳۱۹	۹۹۹/۶	۴۱۸۵	۰/۰۰۱۲۲۲۰	۰/۵۷۲۲۵

جدول ۶- نتایج الگوریتم ارائه شده و نتایج موجود برای مبادله‌کن

جریان مخالف

مشخصات	نتایج اسمیت [۲۲]	نتایج نونز [۴]	نتایج حاضر	خطا با مرجع [۴] (%)	خطا با مرجع [۲۲] (%)
حجم مبادله‌کن (m ³)	۲/۹۴	۳/۱۸	۳/۰۴	-۴/۴۰	-۱/۳۶
طول (m)	۰/۳۶۴	۰/۳۰۳	۰/۳۰۷	۱/۳۲	۱۶/۲۸
عرض (m)	-	۳/۲۴	۳/۱۳	-۳/۳۹	-
ارتفاع (m)	-	۳/۲۴	۳/۱۶	-۲/۴۷	-
ضریب انتقال گرما-۱ (W/m ² .°C)	-	۳۴۰/۲۰	۳۵۰/۵۳	۳/۰۳	-
ضریب انتقال گرما-۲ (W/m ² .°C)	-	۳۱۷/۵۰	۳۳۶/۰۸	۵/۸۵	-
افت فشار ۱- (Pa)	۸۸۰۰	۸۸۰۰	۸۸۰۰	۰	۰
افت فشار ۲- (Pa)	۷۲۳/۵	۷۳۶/۶	۷۵۱/۷	۲/۰۵	۲/۴۸

با توجه به فلوجارت شکل ۲، عرض یا تعداد لایه‌های مبادله‌کن جزء ورودی‌های طراحی می‌باشد که در مقاله حاضر برای تمامی مبادله‌کن‌های شبکه، عرض برابر مقدار ۱ متر در نظر گرفته شده است. جدول ۷ نتایج جزئیات طراحی برای مبادله‌کن‌های جریان مخالف در شبکه، توسط الگوریتم تکامل تفاضلی را نشان می‌دهد. همچنین مقادیر مربوط به سطح کل و هزینه‌های مختلف با آرایش بهینه پره‌ها توسط الگوریتم تکامل تفاضلی در جدول ۱۰ آورده شده است. به منظور اثبات بهینه بودن آرایش پره‌ها در جدول ۷، از بین ۵۷ نوع پره مورد مطالعه، دو آرایش پره به صورت تصادفی انتخاب گردید که جزئیات طراحی آنها در جداول ۸ و ۹ ارائه شده است. مجدداً مقادیر مساحت کل و هزینه‌های مختلف شبکه با دو آرایش تصادفی جدید، محاسبه شده و در جدول ۱۱ آورده شده است. جهت اثبات برتری نتایج بهینه‌ی ارائه شده در

با در نظر گرفتن هزینه نهایی که شامل هزینه سرمایه‌گذاری، هزینه عملیاتی ناشی از پمپ سیال و هزینه یوتیلیته‌های گرم و سرد است به عنوان تابع هدف و همچنین لحاظ نمودن افت فشار، به بهینه‌سازی مبادله‌کن‌های موجود در شبکه شکل ۴ بر اساس انتخاب پره و مشخصات هندسی پرداخته می‌شود. در واقع در این گام پنجاه و هفت نوع پره استاندارد و گسسته معرفی شده در مرجع [۳] با ده پارامتر هندسی مختلف (δ, δs, δf, δh, τ, a, s, b, x, y)، به نحوی در دو سمت گرم و سرد مبادله‌کن‌های شبکه انتخاب می‌شوند تا هزینه نهایی کمینه شود. برای آنکه بتوان سطوح مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پرده‌دار در شبکه شکل ۴ را بدست آورد، از الگوریتم سطح ارائه شده در فلوجارت شکل ۲ استفاده شده است. اما متعدد بودن مبادله‌کن‌های موجود در شبکه و تعداد کثیر پره‌ها که در واقع پنجاه و هفت نوع پره گسسته با احتمال جایگذاری ۳۲۴۹ حالت در دو سمت گرم و سرد هر مبادله‌کن می‌باشند و نیز تکرار مکرر حلقه‌ها در الگوریتم محاسبه سطح، جهت همگرایی ضرایب انتقال گرما سبب می‌شود تا زمان حل شبکه به شدت طولانی باشد. بنابراین، برای غلبه بر این مشکل از الگوریتم بهینه‌سازی تکامل تفاضلی برای انتخاب سطوح ثانویه بهینه، جهت کمینه کردن مقدار هزینه نهایی در شبکه استفاده شده است.

۶- نتایج و بحث

برای آنکه بتوان سطوح مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پرده‌دار جریان مخالف در شبکه شکل ۴ را بدست آورد، از الگوریتم سطح ارائه شده در شکل ۲ استفاده شده است. برای این منظور، ابتدا الگوریتم مذکور با استفاده از اطلاعات فرایندی و خواص فیزیکی جدول ۵ که برگرفته از مراجع

جدول ۱۰، درصد اختلاف مقادیر جداول ۱۰ و ۱۱ در جدول ۱۲ آورده شده است. نتایج در جدول ۱۲ نشان می‌دهد که مقادیر مساحت کل و هزینه‌های مختلف شبکه شکل ۴ با آرایش بهینه پره‌ها توسط الگوریتم تکامل تفاضلی که در جدول ۱۰ ارائه شده است از مساحت کل و

هزینه‌های مختلف شبکه مذکور با آرایش تصادفی پره‌ها در جدول ۱۱، کمتر است. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که آرایش بهینه پیشنهاد شده در جدول ۷، بهترین نتایج را به دست خواهد داد.

جدول ۷- نتایج حاصل از بهینه‌سازی توسط الگوریتم تکامل تفاضلی برای شبکه با مبادله‌کن‌های جریان مخالف

E6	E5	E4	E3	E2	E1	مبادله‌کن
۱/۹ - ۲۴.۱۲	۲۰	۲۰	۱/۱۰ - ۱۹.۳۵	۱/۱۰ - ۱۹.۳۵	۱/۱۰ - ۱۹.۳۵	نام قراردادی پره سمت گرم
۱/۱۰ - ۱۹.۳۵	۱/۱۰ - ۱۹.۷۴	۱/۱۰ - ۱۹.۷۴	۱/۹ - ۲۴.۱۲	۱/۹ - ۲۴.۱۲	۱/۹ - ۲۴.۱۲	نام قراردادی پره سمت سرد
۱۶۴۴۸/۸۹	۲۶۲۹۲/۲۰	۱۶۹۱۹/۴۳	۴۴۵۰۶/۵۳	۶۰۴۸۵/۰۵	۶۰۵۸۳/۰۰	هزینه سرمایه گذاری (S)
۵۷۲/۰۲	۳۳/۶۹	۱۳۶/۵۹	۱۷۰۳/۸۲	۳۵۱۸/۷۴	۲۷۶۳/۹۷	هزینه پمپاژ سیال (S)
۵/۶۱	۱۸/۵۹	۶/۲۲	۴۲/۱۱	۶۲/۹۰	۶۲/۰۳	سطح انتقال گرما (m2)
۰/۰۷۹	۰/۰۳۵	۰/۰۴۳	۰/۱۲۴۷	۰/۱۳۲۳	۰/۱۵۳۹	طول (m)
۰/۰۳۰	۱/۲۷۰	۰/۳۴۵	۰/۰۷۱	۰/۰۸۱	۰/۰۴۹	ارتفاع (m)
۶/۱	۳/۸	۱/۱	۱۴/۳	۱۶/۴	۹/۹	تعداد لایه ها
۵۶۹۶/۱۶	۲۴۶۷/۸۷	۲۱۸۵/۷۶	۴۰۵۹/۲۹	۴۳۳۵/۲۷	۳۸۴۸/۹۷	ضریب جابجایی سمت گرم $W/m^2 \cdot ^\circ C$
۹۴۲۵/۰۲	۲۲۴۲/۰۱	۵۹۹۸/۱۹	۳۰۰۳/۶۶	۳۳۳۱/۶۷	۴۰۲۲/۶۸	ضریب جابجایی سمت سرد $W/m^2 \cdot ^\circ C$
۱۱۳۲/۰۰	۱/۵۶	۱/۴۷	۲۶۲۶/۵۰	۳۳۷۳/۹۴۰	۳۴۶۸/۰۰	افت فشار سمت گرم (pa)
۱۳۲۸/۲۰	۱۱۴۰/۸۷۰	۲۲۳۵/۱۰	۸۷۴۸/۹۰	۳۱۳۰/۶۶۱	۷۷۶۴/۸۴	افت فشار سمت سرد (pa)

جدول ۸- آرایش تصادفی اول برای پره‌ها به همراه نتایج به دست آمده برای هر مبادله‌کن در حالت شبکه با مبادله‌کن‌های جریان مخالف

E6	E5	E4	E3	E2	E1	مبادله‌کن
۱/۱۰ - ۱۹.۷۴	۱/۱۰ - ۲۷.۰۳	۱/۱۰ - ۱۹.۳۵	۹.۰۳	۱۱.۵ - ۳۸ W	۱/۲ - ۶.۰۶	نام قراردادی پره سمت گرم
۱/۴ (b) - ۱۱.۱	۱/۹ - ۲۴.۱۲	۱/۸ - ۱۳.۹۵	۱/۴ - ۱۱.۱	۱/۹ - ۲۲.۶۸	۱۱.۱۱	نام قراردادی پره سمت سرد
۲۸۸۶۶/۰۲	۷۴۴۹۹/۵۲	۳۱۱۲۶/۶۲	۸۳۵۹۲/۰۸	۱۱۱۵۲۲/۴۰	۲۲۶۹۱۲/۵۰	هزینه سرمایه گذاری (S)
۱۰۴۴۵/۴۶	۳۰۷/۹۳	۸۱/۷۵	۱۵۶۸/۰۶	۲۴۳۰/۸۰	۳۳۰۶/۱۶	هزینه پمپاژ سیال (S)
۲۱/۷۶	۸۱/۱۳	۲۴/۷۱	۹۲/۹۶	۱۲۹/۳۰	۲۷۹/۴۲	سطح انتقال گرما (m2)
۱/۶۴۸	۰/۰۵۷	۰/۱۳۶	۰/۴۸۰	۰/۲۶۸	۲/۷۷۰	طول (m)
۰/۱۶۶	۵/۷۰۵	۱/۶۹۳	۰/۱۲۰	۰/۲۱۱	۰/۰۵۱	ارتفاع (m)
۲/۷	۱۲/۷	۱۸/۸	۴/۷	۱۴/۷	۲/۵	تعداد لایه ها
۲۸۰۸/۰۹	۲۴۵۴/۹۳	۲۳۸۹/۳۵	۳۹۷۴/۱۶	۳۸۸۴/۸۲	۱۶۸۲/۰۰	ضریب جابجایی سمت گرم $W/m^2 \cdot ^\circ C$
۱۳۴۴۵/۱۷	۷۵۲/۱۴	۴۳۶/۰۳	۱۹۴۸/۴۴	۱۴۳۸/۳۷	۱۲۶۷/۲۲	ضریب جابجایی سمت سرد $W/m^2 \cdot ^\circ C$
۱۱۳۲/۰۰	۱/۵۶	۱/۴۷	۲۶۲۶/۵۰	۳۳۷۳/۹۴۰	۳۴۶۸/۰۰	افت فشار سمت گرم (pa)
۱۰۸۸/۴۸	۱۹۳/۱۶	۱۳۱/۳۸	۹۸۰/۷۶۶	۲۰۱۵/۹۴	۱۷۳۷۵/۴۰	افت فشار سمت سرد (pa)

جدول ۹- آرایش تصادفی دوم برای پره‌ها به همراه نتایج به دست آمده برای هر مبادله‌کن در حالت شبکه با مبادله‌کن‌های جریان مخالف

E6	E5	E4	E3	E2	E1	مبادله‌کن
۳/۸(a) - ۸.۷	۱۷.۸ - ۳/۸ W	۱/۶ - ۱۲.۱۸(D)	۱۷.۸ - ۳/۸ W	۳/۸ - ۱۱.۱	۱۱.۱۱	نام قراردادی پره سمت گرم
۱۱.۴۴ - ۳/۸ W	۱/۳ - ۱۱.۹۴(D)	۱/۳(a) - ۶.۰۶	۱۰.۲۷ T	۳/۳۲ - ۱۲.۲۲	۱/۷ - ۱۵.۷۵(D)	نام قراردادی پره سمت سرد
۲۸۵۷۸/۵۹	۴۶۴۰۵/۸۲	۴۶۹۶۷/۲۱	۱۰۲۶۵۲/۵۰	۱۲۴۱۱۷/۶۰	۱۳۲۹۵۸/۹۰	هزینه سرمایه گذاری (S)
۱۰۳۶/۸۳	۸۱/۵۲	۶۵/۲۶	۱۴۹۳/۴۷	۱۶۴۶۲/۷۰	۱۶۶۲/۳۸	هزینه پمپاژ سیال (S)
۲۱/۳۹	۴۴/۵۸	۴۵/۳۱	۱۱۷/۷۶	۱۴۵/۶۸	۱۵۷/۱۹	سطح انتقال گرما (m2)
۰/۴۹۲	۰/۳۸۶	۰/۱۴۶	۰/۸۰۰	۶/۳۰	۲/۴۰۷	طول (m)
۰/۱۸۷	۲/۱۶۲	۲/۵۶۶	۰/۱۰۶	۰/۰۳۴	۰/۰۶۶	ارتفاع (m)
۱/۷	۲۵/۹	۱۸/۸	۳/۱	۳/۲	۴/۷	تعداد لایه ها
۲۶۲۵/۶۵	۲۰۱۰/۳۷	۲۵۵۰/۴۷	۲۸۸۲/۹۷	۲۱۶۳/۹۶	۲۱۱۹/۱۴	ضریب جابجایی سمت گرم $W/m^2 \cdot ^\circ C$
۷۴۴/۵۰	۷۹۰/۸۸	۱۸۱/۱۴	۱۶۰۶/۳۱	۸۶۵۶/۹۱	۱۷۶۲/۷۸	ضریب جابجایی سمت سرد $W/m^2 \cdot ^\circ C$
۱۱۳۲/۰۰	۱/۵۶	۱/۴۷	۲۶۲۶/۵۰	۳۳۷۳/۹۴۰	۳۴۶۸/۰۰	افت فشار سمت گرم (pa)
۴۰۶۱/۰۱۲	۱۵/۵۹	۴۸/۷۷	۱۱۰۸۱/۹۰	۶۸۵۲/۳۷	۸۶۱۴/۰۹	افت فشار سمت سرد (pa)

جدول ۱۰- سطح کل و هزینه‌های مختلف محاسبه شده در شبکه شکل ۴ با مبادله‌کن‌های جریان مخالف با آرایش بهینه پره‌ها توسط الگوریتم

تکامل تفاضلی	
مفاهیم	شبکه با مبادله‌کن‌های جریان مخالف آرایش بهینه پره‌ها توسط الگوریتم تکامل تفاضلی
سطح کل انتقال گرما (m ²)	۱۹۸/۴۷
هزینه یوتیلیتی (\$)	۱۲۶۵۱۴/۲۳
هزینه سرمایه‌گذاری (\$)	۲۲۵۲۷۲/۱۰
هزینه پمپاژ سیال (\$)	۸۷۲۸/۸۲
هزینه نهایی (\$)	۳۶۰۶۱۵/۲۰

جدول ۱۱- سطح کل و هزینه‌های مختلف محاسبه شده در شبکه نشان داده شده در شکل ۴ با مبادله‌کن‌های جریان مخالف با آرایش تصادفی

اول و تصادفی دوم برای پره‌ها		
مفاهیم	شبکه با مبادله‌کن‌های جریان مخالف	
	شبکه با آرایش تصادفی اول پره‌ها	شبکه با آرایش تصادفی دوم پره‌ها
سطح کل انتقال گرما (m ²)	۶۲۹/۲۸	۵۳۱/۹۲
هزینه یوتیلیتی (\$)	۱۲۶۵۱۴/۲۳	۱۲۶۵۱۴/۲۳
هزینه سرمایه‌گذاری (\$)	۵۵۶۵۱۹/۱۴	۴۸۱۶۸۰/۶۲
هزینه پمپاژ سیال (\$)	۱۸۱۴۰/۱۶	۲۰۸۰۲/۱۶
هزینه نهایی (\$)	۷۰۱۱۷۳/۵۳	۶۲۸۹۹۷/۰۱

جدول ۱۲- میزان اختلاف سطح کل و هزینه‌های مختلف محاسبه شده در شبکه شکل ۴ با آرایش بهینه پره‌ها توسط الگوریتم تکامل تفاضلی

و آرایش‌های تصادفی اول و دوم برای پره‌ها		
مفاهیم	درصد اختلاف بین آرایش	
	درصد اختلاف بین آرایش بهینه پره‌ها توسط الگوریتم DE و آرایش تصادفی اول برای پره‌ها	درصد اختلاف بین آرایش بهینه پره‌ها توسط الگوریتم DE و آرایش تصادفی دوم برای پره‌ها
سطح کل انتقال گرما (m ²)	۶۲/۶۸ %	۶۲/۶۸ %
هزینه یوتیلیتی (\$)	۰ %	۰ %
هزینه سرمایه‌گذاری (\$)	۵۹/۵ %	۵۳/۲۱ %
هزینه پمپاژ سیال (\$)	۵۱/۸۸ %	۵۸/۰۴ %
هزینه نهایی (\$)	۴۸/۵۶ %	۴۲/۶۵ %

۷- نتیجه گیری

در این مقاله، یک شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی با مبادله‌کن‌های صفحه-ای پره‌دار با مبادله‌کن‌های جریان مخالف مورد بررسی قرار گرفت. دستاوردهای مهم و نتایج کلی مقاله به شرح زیر است:

- با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی و الگوریتم سطح ارائه شده در این مقاله و همچنین با در نظر گرفتن هزینه نهایی به عنوان تابع هدف، پره‌های بهینه در مبادله‌کن‌های گرمایی جریان مخالف، انتخاب شد.
- به این منظور، پنجاه و هفت نوع پره استاندارد و گسسته با ده پارامتر هندسی مختلف (β , f_s , δ , dh , τ , a , b , x و Y) به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی، با احتمال جایگذاری ۳۲۴۹ حالت در دو سمت هر مبادله‌کن، به نحوی در دو

سمت گرم و سرد مبادله‌کن‌های شبکه انتخاب شده تا هزینه نهایی کمینه شود.

- با جایگذاری پره‌های بهینه در مبادله‌کن‌های جریان مخالف، مقادیر مساحت کل شبکه، هزینه‌های یوتیلیتی، سرمایه‌گذاری، پمپاژ سیال و هزینه نهایی محاسبه شد.
 - به منظور اثبات بهینه بودن آرایش انتخاب شده برای پره-ها با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی، از بین ۵۷ نوع پره مورد مطالعه، دو آرایش به صورت تصادفی انتخاب شده و مقادیر مساحت کل شبکه، هزینه یوتیلیتی، سرمایه‌گذاری، پمپاژ سیال و هزینه نهایی آن با شبکه بهینه مقایسه گردید.
 - نتایج نشان می‌دهد آرایش بهینه پیشنهاد شده در جدول ۷، بهترین نتایج را به دست خواهد داد.
- بررسی بر روی شبکه با پره‌های پیوسته و در نظر گرفتن خواص فیزیکی متغیر می‌تواند هدف مطالعات آتی باشد.

۸- مراجع

- [1] Rao R.V., Saroj A., Ocloñ P. and Taler J., Design optimization of heat exchangers with advanced optimization techniques: a review. *Archives of Computational Methods in Engineering*, Vol. 27 No.2, pp. 517-548, 2020.
- [2] Shah R.K. and Sekulic D.P., *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 2003.
- [3] Kays W.M. and London A.L., *Compact heat exchangers* 1984.
- [4] Picon-Nunez M., Polley G.T., Torres-Reyes E. and Gallegos-Munoz A., Surface selection and design of plate-fin heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, No.9, pp. 917-931, 1999.
- [5] Hajabdollahi H., Multi-objective optimization of plate fin heat exchanger using constructal theory. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 108, p.104283, 2019.
- [6] Rao R.V. and Saroj A., Multi-objective design optimization of heat exchangers using elitist-Jaya algorithm. *Energy Systems*, Vol. 9, No.2, pp. 305-341, 2018.
- [7] de Vasconcelos Segundo E.H., Mariani V.C. and dos Santos Coelho L., Design of heat exchangers using Falcon Optimization Algorithm. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 156, pp. 119-144, 2019.
- [8] Liu C., Bu W. and Xu D., Multi-objective shape optimization of a plate-fin heat exchanger using CFD and multi-objective genetic algorithm. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 111, pp. 65-82, 2017.
- [9] 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, No.10, pp. 1839-1847, 2011.
- [10] Picon-Nunez M., Polley G.T. and Medina-Flores M., Thermal design of multi-stream heat exchangers. *Applied thermal engineering*, Vol. 22, No.14, pp. 1643-1660, 2002.
- [11] Joda F., Tahouni N. and Panjeshahi M.H., Application of genetic algorithms in design and optimisation of multi-stream plate-fin heat exchangers. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 91, No.5, pp. 870-881, 2013.
- [12] Guo K., Zhang N. and Smith R., Design optimisation of multi-stream plate fin heat exchangers with multiple fin types. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 131, pp.30-40, 2018.
- [13] Linnhoff B. and Hindmarsh E., The pinch design method for heat exchanger networks. *Chemical Engineering Science*, Vol. 38, No.5, pp. 745-763, 1983.
- [14] Serth R.W. and Lestina T., *Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb*. Academic press, 2014.

- [15] Joda F., Polley G.T., Tahouni N. and Panjeshahi M.H., Improving MSHE Design Procedure Using Genetic Algorithm and Reduced Number of Sections, *Int. J. Environ. Res.*, Vol. 7, No.2, pp. 303-318, 2013.
- [16] Lv J., Jiang X., He G., Xiao W., Li S., Sengupta D. and El-Halwagi M.M., Economic and system reliability optimization of heat exchanger networks using NSGA-II algorithm. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 124, pp. 716-724, 2017.
- [17] Aguitoni M.C., Pavão L.V., Siqueira P.H., Jiménez L. and Ravagnani M.A.D.S.S., Heat exchanger network synthesis using genetic algorithm and differential evolution. *Computers & Chemical Engineering*, Vol. 117, pp. 82-96, 2018.
- [18] Polley G.T., Panjeh Shahi M.H. and Picon Nunez M., Rapid design algorithms for shell-and-tube and compact heat exchangers. *Chemical engineering research & design*, Vol. 69, No.6, pp. 435-444, 1991.
- [19] Storn R. and Price K., Differential evolution—a simple and efficient heuristic for global optimization over continuous spaces. *Journal of global optimization*, Vol. 11, No.4, pp. 341-359, 1997.
- [20] Mohamed A.W., An improved differential evolution algorithm with triangular mutation for global numerical optimization. *Computers & Industrial Engineering*, Vol. 85, pp. 359-375, 2015.
- [21] Perry R. H. and Green D. W., *Perry's chemical engineers' handbook*. Mc Graw., 2015.
- [22] Smith E.M., Direct thermal sizing of plate-fin heat exchangers. *In International Heat Transfer Conference Digital Library*. Begel House Inc., 1994.