

بکارگیری الگوریتم طراحی سریع در مبدل‌های قاب و صفحه‌ای و توسعه شاخصی برای انتخاب سطح بهینه

پژوهش‌فست

سال هفدهم
شماره ۵۵
صفحه ۲۴ - ۱۳، ۱۳۸۶

● محمدرضا جعفری نصر^{۱*} و مهسا سعیدان^۲

۱ - شرکت پژوهش و فناوری پتروشیمی

۲ - دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم تحقیقات تهران

m.jafarinasr@npc-rt.ir

چکیده

مبدل‌های قاب و صفحه‌ای در اکثر صنایع به‌ویژه در صنایع غذایی و لبنی کاربرد گسترده‌ای یافته‌اند. با توجه به محدوده وسیع به‌کارگیری مبدل‌های حرارتی در افت فشارهای گوناگون و میزان انتقال حرارت‌های مختلف، دستیابی به شاخص‌های عملکردی در مبدل‌های قاب و صفحه‌ای امکان مقایسه ساده‌تر و عملی‌تری را برای مهندسين فراهم می‌آورد. اگر چه تاکنون شاخص‌های متعددی ارائه شده است ولی در این مقاله با در نظر گرفتن کلیه مقاومت‌ها در مبدل‌های نام برده، شاخص جدیدی با نام HTI معرفی گردیده که در آن تاثیر سایر مقاومت‌های حرارتی در میزان انتقال حرارت نیز برآورد شده است. همچنین الگوریتم طراحی سریع^۱ برای طراحی سریع و بدون نیاز به حدس و خطا در مبدل‌های صفحه‌ای ارائه شده است. در این روش با توجه به این که حداکثر افت فشار در نظر گرفته می‌شود، سطح محاسبه شده بهینه‌تر از دیگر روش‌های متداول در طراحی خواهد بود. به‌طوری که استفاده از این روش نقش عمده‌ای در کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری در بر خواهد داشت.

واژه‌های کلیدی: مبدل‌های قاب و صفحه، شاخص عملکردی، الگوریتم طراحی سریع

مقدمه

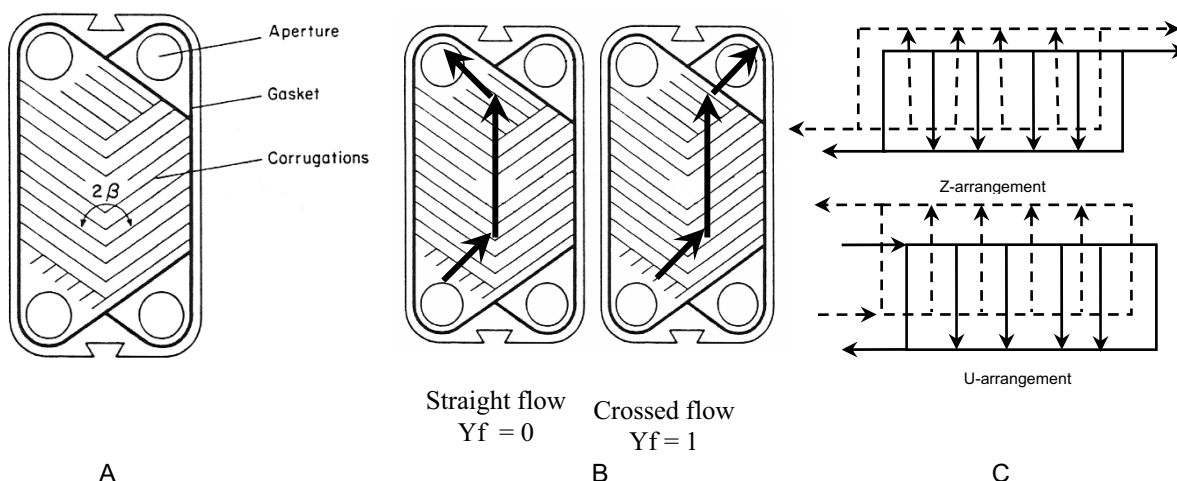
مبدل‌های قاب و صفحه‌ای^۲ از تعدادی صفحات فلزی موج‌دار تشکیل شده‌اند که در یک قاب در کنار هم چیده می‌شوند. هر صفحه دارای چهار حفره در گوشه‌هاست که به‌صورت جفت جفت عبور سیال در دو سوی صفحه را میسر می‌سازند. برای جلوگیری از توزیع نامناسب سیال، پیشنهاد شده است نسبت طول صفحه مبدل به عرض آن بزرگ‌تر یا مساوی $1/8$ بوده و ضخامت صفحات بین $1/2 - 1/5$ میلی‌متر (حدود $0/05 - 0/2$ اینچ)، فاصله بین شکاف‌ها $2 - 5$ میلی‌متر ($0/2 - 0/8$ اینچ) و قطر معادل برای کانال جریان $10 - 4$ میلی‌متر ($0/4 - 0/15$ اینچ) در نظر گرفته شود. برای افزایش ضرایب انتقال حرارت، شیارهایی روی صفحات نصب می‌شود تا به‌واسطه تغییر پیوسته جهت و سرعت جریان، ایجاد آشفتگی نماید. همچنین می‌توان با قرار دادن صفحات در خلاف جهت هم، نقاط تماس را نیز بیشتر کرد. زاویه بین این شیارها زاویه چورون^۳ نام دارد (شکل ۱ a).

جریان سیال درون صفحات و بین دهانه‌ها می‌تواند به‌صورت

2. Plate Heat Exchangers (PHE)

3. Chevron Angle

1. Rapid Design Algorithm (RDA)



شکل ۱- a: زاویه چورون، b: جریان مورب و عمودی سیال، c: توزیع جریان در مبدل‌های صفحه‌ای

در عدد رینولدز مساوی ۲۱۰۰ توسعه یافته می‌شود در حالی که در جریان درون کانال‌ها، طبق هندسه کانال، در عدد رینولدز معادل ۴۰۰-۱۰ آشفستگی به وجود می‌آید [۱].

- امکان تشکیل رسوب برای مبدل‌های صفحه‌ای نسبت به پوسته و لوله کمتر است. دلیل این امر جریان آشفته بالا و در نتیجه زمان اقامت کوتاه است، چون در کانال‌ها محدوده راکد وجود ندارد.
- انعطاف‌پذیری مبدل بسیار زیاد است و برای کاربردهای مختلف، طراحی‌های متفاوت موجود است. برای تغییر سیستم به سرعت می‌توان با کم یا زیاد کردن تعداد صفحات ترکیب جدیدی به وجود آورد.
- فقط گوشه صفحات با هوای آزاد در ارتباط است، بنابراین بدون نیاز به عایق کاری اتلاف حرارتی بسیار ناچیز است.
- صفحات، شوک‌های حرارتی را تحمل می‌کنند و بدون لغزش خواهند بود.
- این مبدل‌ها عمدتاً در صنایع غذایی و داروئی استفاده می‌شوند اما در صنایع پتروشیمی و شیمیائی هم روز به روز در حال گسترش هستند.

توسعه یک شاخص عملکرد برای انتخاب سطح بهینه

به دلیل محدوده وسیع مبدل‌های حرارتی و این که هر کدام از لحاظ افت فشار و انتقال حرارت دارای ویژگی‌های خاص مربوط به خود می‌باشند، "شاخص‌های عملکردی"

مورب یا عمودی باشد. در حالت مورب، ورود و خروج سیال از دو گوشه مخالف هم انجام می‌شود، در حالی که در جریان عمودی، ورود و خروج سیال از دو گوشه در یک سمت صفحه روی می‌دهد، شکل (b1). توزیع جریان در مبدل‌های صفحه‌ای به شکل U یا Z می‌باشد شکل (c1). در حالت U، جریان یکنواخت‌تری نسبت به حالت Z به وجود می‌آید. در حالت U که هر چهار دهانه روی یک صفحه ثابت قرار می‌گیرند، بازرسی، تعمیر و نگهداری و لوله‌کشی مبدل به هیچ وجه مشکل نخواهیم داشت.

وقتی در مورد ساختاری نظیر مبدل‌های قاب و صفحه‌ای بحث می‌شود، مهندسان ناچار به مقایسه آن‌ها با مبدل‌های پوسته و لوله که به طور متداولی در صنعت به کار گرفته می‌شوند، می‌باشند. به طور کلی می‌توان گفت مبدل‌های قاب و صفحه‌ای زمانی مورد استفاده قرار می‌گیرند که:

- الف) فشار طراحی کمتر از ۳۰ bar باشد.
 - ب) دمای طراحی کمتر از 180°C باشد.
 - ج) خلأ، زیاد بالا نباشد.
 - د) حجم گاز یا بخار در فشار پائین، متعادل باشد.
- مزایای استفاده از این نوع مبدل‌ها را می‌توان به صورت زیر خلاصه نمود:

- ضرایب انتقال حرارت بالا برای هر دو سیال. این موضوع ناشی از جریان آشفته ایجاد شده توسط شیارهای صفحات و کوچکی قطر معادل است. آشفستگی درون لوله

است، بنابراین افزایش انتقال حرارت به قیمت افزایش افت فشار تمام خواهد شد که در این صورت از جاذبه به کارگیری این فن آوری در عمل خواهد کاست.

۵ - شاخص دیگری توسط واکر^۴ و همکارانش [۶] و همین طور پلی^۵ و همکارانش [۷] معرفی شده است. این شاخص نسبت $\frac{St^3}{f}$ می باشد. به دست آمدن مقادیر یکسان از این نسبت برای موارد مختلف، در واقع به میزان سطح حرارتی یکسان به ازای یک مقدار مشخص از افت فشار اشاره دارد. بین این نسبت با میزان سطح حرارتی مورد نیاز، یک رابطه معکوس وجود دارد. به طوری که نسبت بالاتر به سطح انتقال حرارت کمتری نیاز دارد. در این تحلیل پلی و همکارانش فرض کردند که هیچ گونه تاثیر و تداخلی میان مقاومت های حرارتی داخل و خارج لوله های مبدل وجود ندارد، حال آن که چنین فرضی در عمل امکان پذیر نبوده و بنابراین انجام اصلاحات روی این شاخص الزامی به نظر می رسد.

۶ - جعفری نصر و همکارانش شاخص دیگری که به آسانی قابلیت به کارگیری دارد، ارائه کرده اند. در این شاخص اثرات تداخل سایر مقاومت های حرارتی بر روی ضریب انتقال حرارت در لوله ها، به خوبی در نظر گرفته شده است و در واقع همان اصلاح شاخص شماره ۵ می باشد، که توسط پلی و همکارانش ارائه شده بود [۸ و ۹]. در مطالعات سایر محققین، از اثرات تداخل مقاومت های حرارتی صرفه نظر شده بود. در صورتی که در شاخص ارائه شده، اثرات حضور و میزان مقاومت های حرارتی چه در لوله های ساده و چه در لوله های پر شده با وسائل افزایش دهنده انتقال حرارت در نظر گرفته شده است. این شاخص اصلاح شده به صورت معادله (۱) می باشد:

$$\left(\frac{1}{1+R_{opp}}\right)^{1.5} \sqrt{\frac{St^3}{f}} \quad (1)$$

۷ - شاخص عملکرد حجم (VPI)، شاخص دیگری است که توسط نونز^۶ و پلی [۱۰] برای انتخاب سطح

مقایسه ساده تر و عملی تر را امکان پذیر می سازد. تاکنون شاخص های متعددی ارائه شده است که در این جا به طور فشرده مروری بر آنها صورت می پذیرد:

۱ - به منظور ارزیابی روش های مختلف افزایش انتقال حرارت، وب^۱ شاخصی را ارائه کرده است که در آن عوامل تعیین کننده، نسبت های سطوح $\left(\frac{A_e}{A_s}\right)$ ، قدرت سطح $\left(\frac{P_e}{P_s}\right)$ و بار حرارتی $\left(\frac{UA}{UA_s}\right)$ می باشند [۲]. دو عامل اول، به عنوان عوامل محدود کننده و سومی به عنوان تابع هدف، در نظر گرفته می شود.

۲ - شاخص بعدی تعیین نسبت $\left(\frac{j}{f}\right)$ است. که مورد تأیید بسیاری از محققین می باشد. این نسبت برای مبدل های با لوله های ساده و پر شده، محاسبه و حاصل آن مورد مقایسه و ارزیابی قرار می گیرد. برای مثال کومار^۲، نسبت $\left(\frac{j}{f}\right)$ را بر اساس مقادیر مختلفی از اعداد رینولدز، برای مبدل های مختلف رسم کرده است [۳]. برای نوع خاصی از وسائل افزایش دهنده انتقال حرارت، نسبت فوق پائین تر از منحنی های مربوط به لوله های ساده قرار گیرد، این نمونه از نظر میزان انتقال حرارت به واحد افت فشار، نسبت به مبدل هایی با لوله های ساده هیچ مزیتی نخواهد داشت. این تحلیل را در مورد سطوح فشرده انتقال حرارت هم می توان به کار برد.

۳ - از شاخص های دیگر، نسبت $\left(\frac{j}{j_s}\right)$ در برابر عدد رینولدز است. در این شاخص مقدار $\left(\frac{j}{j_s}\right)$ در همان اعداد رینولدز محاسبه می شود. چون مقدار ضریب اصطکاک در یک سطح بهبود یافته بیشتر از مقدار آن در یک سطح صاف (در همان سرعت) است، بنابراین این روش مقدار انتقال حرارت واقعی را نشان نداده و بکار بردن آن نیز توصیه نمی شود [۴].

۴ - اسمیت^۳ و همکارانش نسبت $\left(\frac{St}{f}\right)$ را به عنوان شاخص ارزیابی معرفی نموده [۵] و نسبت فوق را با تغییرات عدد رینولدز در مقیاس لگاریتمی رسم کرده اند. این محققین نیز نتیجه گرفتند که چون نسبت افزایش ضریب اصطکاک در لوله های پر شده بالاتر از نسبت افزایش ضریب انتقال حرارت در مقایسه با لوله های ساده

4. Walker
5. Polly
6. Nunez

1. Webb
2. Kumar
3. Smith

منحنی‌ها میزان انتقال حرارت و افت فشار برحسب عکس عدد رینولدز رسم شده است (شکل ۲). همان‌طور که در این منحنی‌ها هم نشان داده شده است، کاهش عدد رینولدز در زاویه‌های چورون مختلف، میزان انتقال حرارت بیشتر را، که افزایش زمان تماس بین دو سیال می‌تواند توجیه مناسبی برای آن باشد، نتیجه می‌دهد. ولی باید توجه کرد که در عدد رینولدز سابق با افزایش زاویه چورون میزان انتقال حرارت زیاد و بنابراین سطح مورد نیاز کاهش خواهد یافت.

در این مقاله با در نظر گرفتن مقاومت ناشی از جرم‌گرفتنی بین صفحات مبدل، شاخص فوق اصلاح شده است:

$$j_{Focke} = \frac{d_e NTU Pr^{2/3}}{4L} \quad (4)$$

$$NTU = \frac{4L}{d_e Pr^{2/3}} j_{Focke} = \frac{UA}{C_{min}} \quad (5)$$

$$j_{Focke} = \frac{U A d_e Pr^{2/3}}{4L C_{min}} \quad (6)$$

اگر U به صورت معادله (۶) تعریف شود:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha} + R_{opp} \quad (7)$$

از ترکیب معادلات (۶) و (۷) نتیجه می‌شود:

ارائه شده است. به این ترتیب که هر چقدر این شاخص بزرگ‌تر باشد، حجم مبدل کوچک‌تر است و برعکس. عدد استانتون و f توابعی از عدد رینولدز بوده و در نتیجه شاخص عملکرد حجم نیز تابعی از عدد رینولدز است. معادله (۲) این شاخص را نشان می‌دهد:

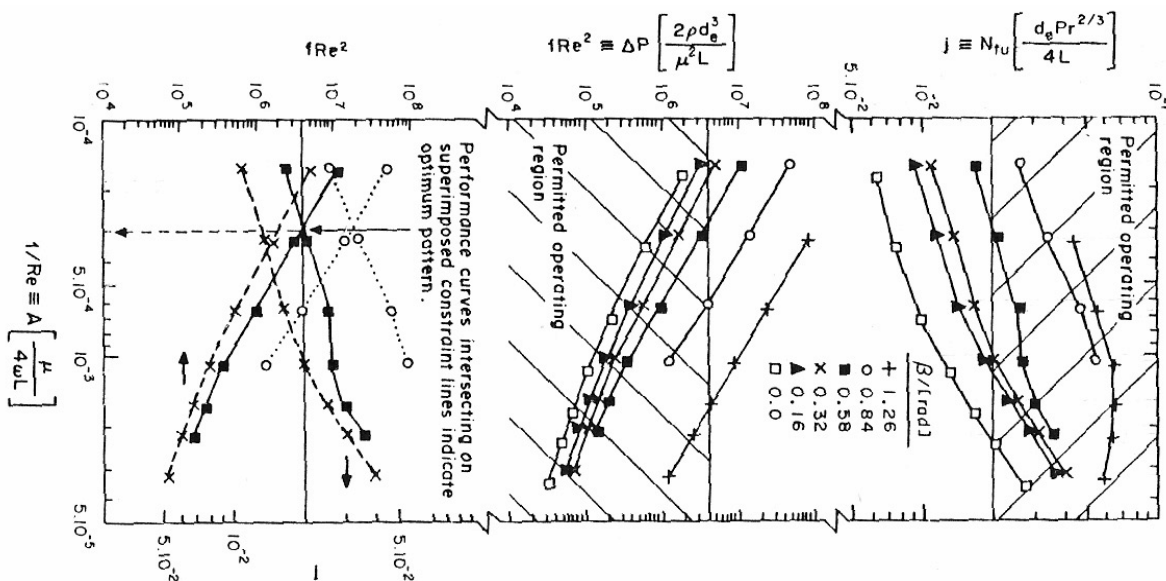
$$VPI = \frac{\left(\frac{St^3}{f}\right)^{1/2}}{d_h} \quad (2)$$

۸- جعفری نصر و همکارانش شاخص عملکرد حجم را اصلاح کرده [۱۱] و با در نظر گرفتن اثرات تداخل مقاومت‌های حرارتی (شامل مقاومت حرارتی، مقاومت ناشی از جرم‌گرفتنی‌ها، دیواره‌ها و غیره) که در VPI از آن‌ها صرفه‌نظر شده بود، شاخص را به صورت معادله ۳ اصلاح نمودند:

$$VPI = \left(\frac{1}{1 + R_{opp}\alpha}\right) \left(\frac{St^3/f}{d_h}\right)^{1/2} \quad (3)$$

در رابطه فوق اثر حضور R_{opp} به‌خوبی دیده می‌شود و همان‌طور که مشاهده می‌شود با ازدیاد آن از میزان VPI کاسته می‌شود.

۹- فوک^۱ برای یافتن حداقل سطح مورد نیاز مبدل‌های قاب و صفحه‌ای منحنی‌هایی ارائه کرده است [۱۲]. در این

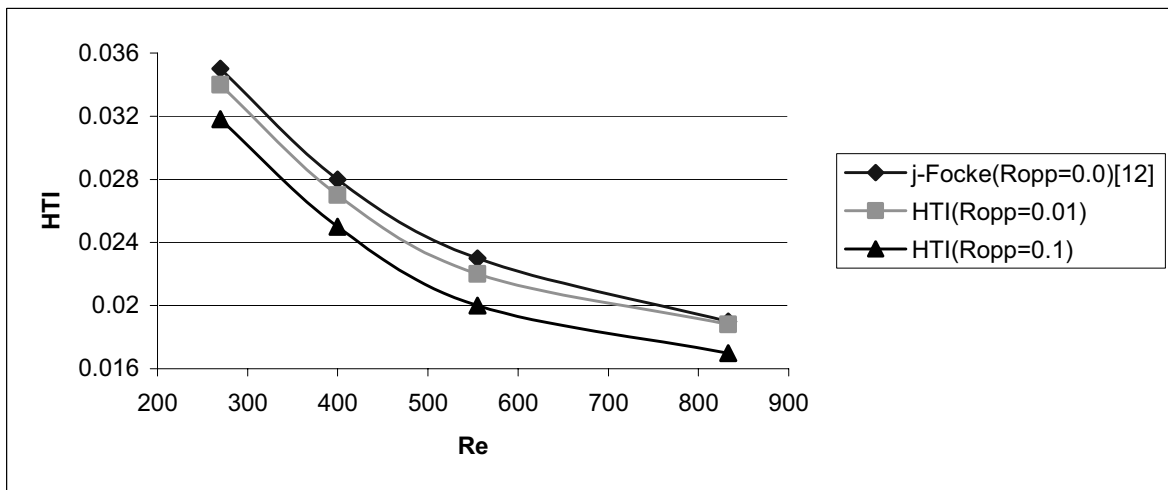


شکل ۲- منحنی شاخص عملکردی بهینه [۱۲]

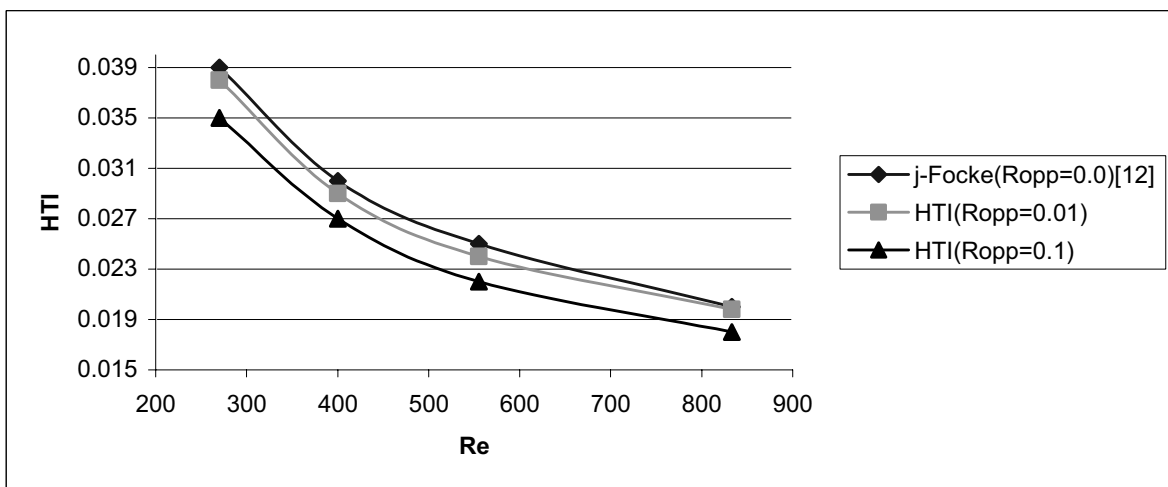
شاخص HTI با سطح رابطه مستقیم دارد و با توجه به شکل‌های (۳) و (۴) و (۵) در زوایای مختلف با زیاد شدن مقاومت ناشی از جرم گرفتگی، میزان انتقال حرارت کاهش و بنابراین سطح بیشتری برای انتقال حرارت مورد نیاز خواهد بود.

$$HTI = \frac{\left(\frac{1}{1 + R_{opp}}\right) Ad_e Pr^{2/3}}{4LC_{min}} \quad (۸)$$

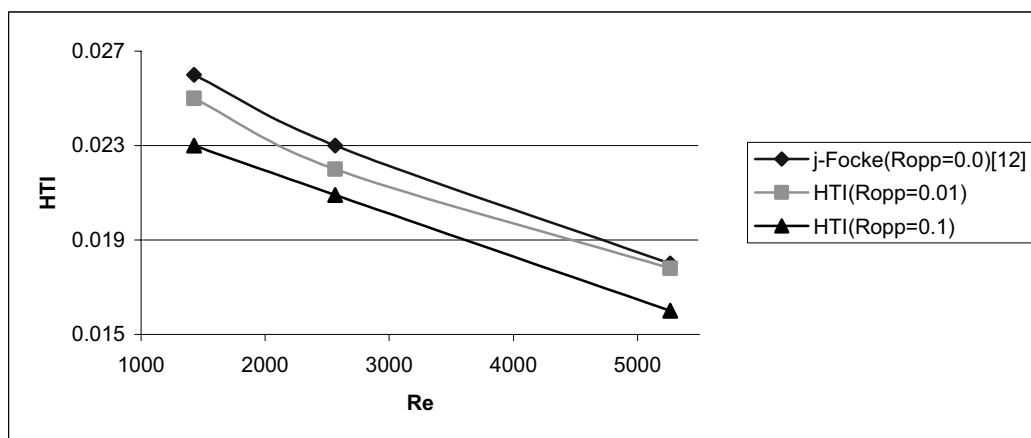
$$HTI = \frac{\left(\frac{1}{1 + \alpha R_{opp}}\right) \alpha Ad_e Pr^{2/3}}{4LC_{min}} = \frac{1}{1 + \alpha R_{opp}} j_{Focke} \quad (۹)$$



شکل ۳- تاثیر ضریب رسوب گرفتگی بر میزان سطح انتقال حرارت مورد نیاز



شکل ۴- تاثیر ضریب رسوب گرفتگی بر افزایش سطح انتقال در ۲۰ درجه



شکل ۵- تاثیر ضریب رسوب گرفتگی برافزایش سطح انتقال در ۳۵ درجه

آن‌ها فقط برای مبدل‌های پوسته و لوله صادق بوده و برای مبدل‌های دیگر باید معادلات جدیدی نوشته شود.

جیجده^۵ و پلی روابط عمومی افت فشار برای هر مبدل حرارتی را تعریف کردند و ارتباط افت فشار را با سطح انتقال حرارت، دبی حجمی و سرعت سیال ارائه دادند [۱۶]. آن‌ها همچنین نشان دادند افت فشار جریان با اندازه (سطح) مبدل و سرعت (ضریب انتقال حرارت) جریان، افزایش می‌یابد. در روش طراحی RDA با توجه به این‌که حداکثر افت فشار جریان به‌عنوان هدف در نظر گرفته می‌شود، سطح کمتری بدست آمده و کاهش سطح مبدل نقش عمده‌ای در کاهش هزینه سرمایه‌گذاری خواهد داشت. این روش برای مبدل‌های پوسته و لوله انجام گرفته است [۱۷] و در این‌جا برای مبدل‌های قاب و صفحه بررسی می‌شود:

هدف، محاسبه رابطه بین افت فشار و ضریب انتقال حرارت می‌باشد. برای این منظور ابتدا روابط افت فشار برای مبدل‌های قاب و صفحه در نظر گرفته می‌شود [۱]. لازم به ذکر است چون افت فشار در دهانه مبدل منجر به انتقال حرارت بین دو جریان سیال نمی‌شود، بنابراین برای محاسبات افت فشار مجاز فقط افت فشار کانال در نظر گرفته می‌شود.

طراحی مبدل‌های قاب و صفحه به روش الگوریتم طراحی سریع

از نکات حائز اهمیت در طراحی مبدل‌ها، انتخاب افت فشار بهینه است. افت فشار برای جریان‌ها از یک سیستم به سیستم دیگر در حال تغییر است و این تغییر ناشی از تاثیر متقابل جریان‌ها است. اهمیت بررسی افت فشار در طول مبدل‌های حرارتی توسط محققان مختلف مورد بحث قرار گرفته است. مک آدامز^۱ از اولین کسانی است که با توجه به هزینه‌های جاری و هزینه‌های ثابت، روشی ساده برای تخمین سرعت جرمی بهینه در واحد گرمای انتقال برای هر دو سمت لوله ارائه کرده است [۱۳]. متاسفانه در روابط ارائه شده، تاثیر متقابل بخار و تاثیرات نیروهای مخالف در نظر گرفته نشده است. جنسون^۲ نیز تلاش‌های زیادی در زمینه ارائه روشی سریع و عمومی برای برآورد هزینه توان مصرفی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای انجام داده است [۱۴]. محدودیت‌های عملیاتی به‌وجود آمده به‌دلیل یکسان‌سازی ویژگی‌های جریان سیالات و یکی بودن هندسه سیستم مهم‌ترین نقاط ضعف روش وی بود. پیترز^۳ و تیمرهاوس^۴ [۱۵] اهمیت بهینه‌سازی افت فشار در لوله و پوسته و سطح انتقال حرارت را به‌طور همزمان تشخیص داده و روش مناسبی ارائه کردند، ولی روش

1. Mc Adams
2. Jenssen
3. Peters
4. Timmershaus

5. Jegede

مشخصات کلی آن و ابعاد مبدل وابسته است. این ثابت باید برای سیال گرم و سرد بطور جداگانه محاسبه شود.

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (16)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ch,h}} + \frac{1}{\alpha_{ch,c}} + r_{fh} + r_{fc} + r_w} = \frac{Q}{A\Delta T_{lm}} \quad (17)$$

معادله فوق، معادله کلی انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی است که با جایگذاری در معادله (۱۴) و تعریف ثوابت K_3 و K_4 معادله (۱۸) نتیجه می‌شود:

$$K_1 A^{\frac{y}{2-z}} + K_2 A^{\frac{y}{2-z}} + K_3 A + K_4 = 0 \quad (18)$$

$$K_1 = \left[\frac{K}{\Delta P} \right]_{HOT}^{\frac{y}{2-z}} \quad (18 - \text{الف})$$

$$K_2 = \left[\frac{K}{\Delta P} \right]_{COLD}^{\frac{y}{2-z}} \quad (18 - \text{ب})$$

$$K_3 = \frac{\Delta T_{lm}}{Q} \quad (18 - \text{ج})$$

$$K_4 = r_{fh} + r_{fc} + r_w \quad (18 - \text{د})$$

معادله (۱۸) از روش‌های مختلف عددی از جمله نیوتن-رافسون قابل حل است و همان‌طور که ملاحظه می‌شود با حل این معادله سطح بهینه به روش بسیار ساده و عملی

$$\Delta P = \frac{4 \frac{K_p}{Re^z} L_{ch} \dot{m}_{ch}^2}{2 \rho \phi d_e} \quad (10)$$

$$\Delta P = \frac{4 K_p L_{ch} \eta^2 Re^{2-z}}{\rho \phi d_e^3} \quad (11)$$

اکنون به بررسی رابطه بین ضریب انتقال حرارت و عدد رینولدز پرداخته می‌شود:

$$\alpha_{ch} = \frac{C_h Re^y \lambda Pr^{0.33} \phi}{d_e} \quad (12)$$

از ترکیب معادلات (۱۱) و (۱۲) و حذف عدد رینولدز معادله (۱۳) به دست می‌آید

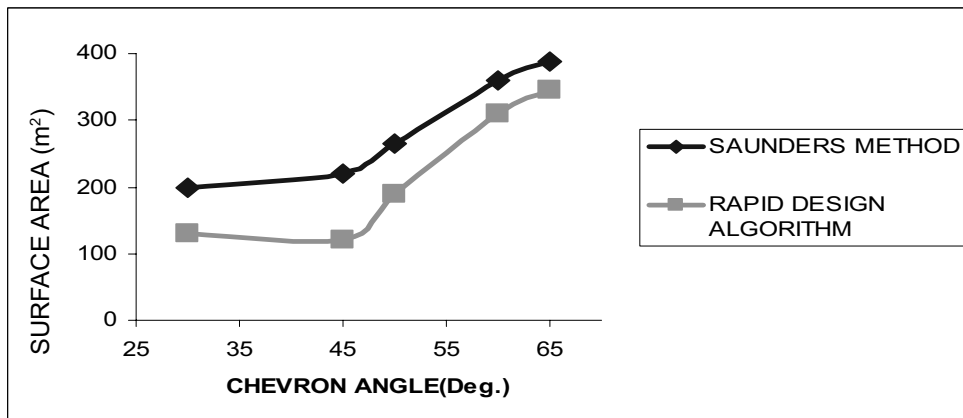
$$\Delta P = \frac{2 K_p A \eta^2}{N_c w \rho \phi d_e^3} \left[\frac{\alpha_{ch} d_e}{\phi C_h \lambda Pr^{0.33}} \right]^{\frac{2-z}{y}} \quad (13)$$

اگر خواص سیال‌های درون مبدل ثابت و معلوم فرض شود معادله (۱۳) به شکل زیر ساده خواهد شد:

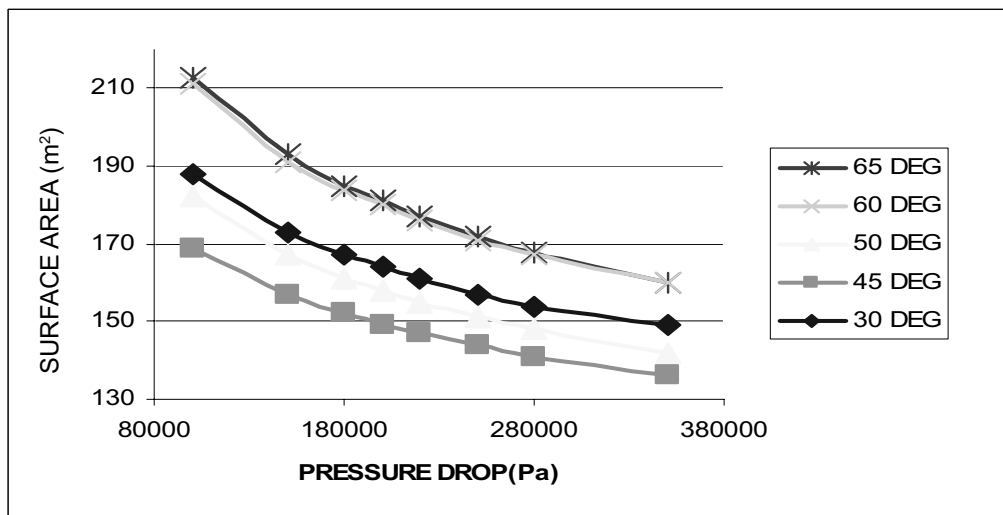
$$\Delta P = K A \alpha_{ch}^{\frac{2-z}{y}} \quad (14)$$

$$K = \frac{2 K_p \eta^2}{N_c w \rho \phi d_e^3} \left[\frac{d_e}{\phi C_h \lambda Pr^{0.33}} \right]^{\frac{2-z}{y}} \quad (15)$$

K یک ضریب ثابت است که به خواص فیزیکی سیال،



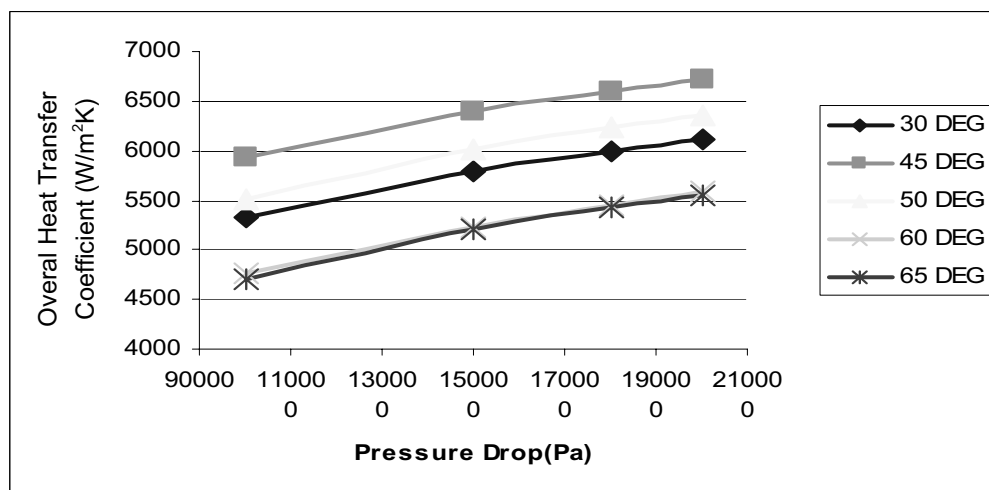
شکل ۶- مقایسه روش RDA و روش ساندرز [۱]



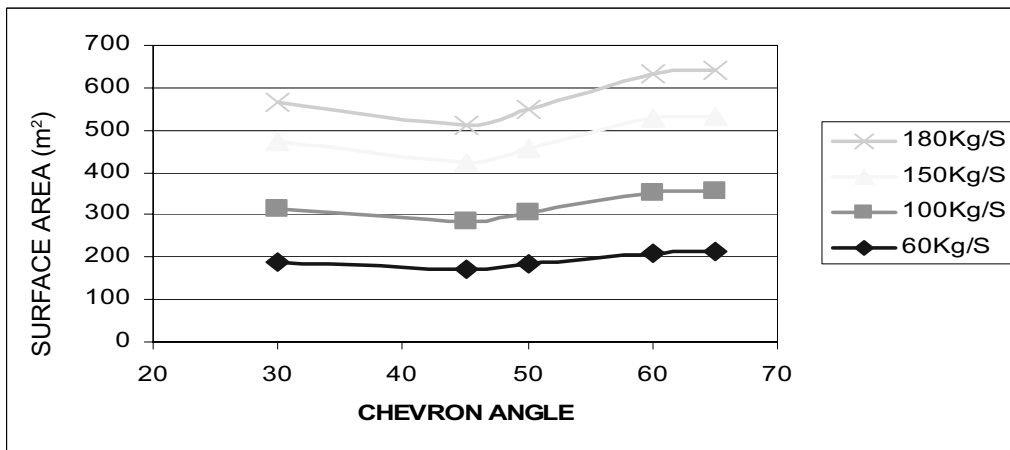
شکل ۷- تاثیر زاویه چورون بر سطح مورد نیاز انتقال حرارت در افت فشار ثابت

سایر بررسی‌های انجام شده برای این مبدل‌ها، در شکل‌های ۷ تا ۹ آورده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود سطح مورد نیاز برای مبدل در زاویه ۴۵ درجه نسبت به زوایای دیگر در افت فشار ثابت کمتر بوده و به تبع آن ضرایب انتقال حرارت در این زاویه از دیگر زوایا بیشتر می‌باشد. که این نتایج به ترتیب در شکل‌های (۷) و (۸) نشان داده شده است.

در اختیار ما قرار خواهد گرفت. این معادله، نتایج جالب توجهی را ارائه می‌دهد، این نتایج در شکل (۶) نشان داده شده است. مقایسه دو روش ساندرز و روش RDA حاکی از سطح بهینه در زاویه چورون ۴۵ درجه است. نتایج مشابه در مراجع دیگر مبین صحت و دقت بالای روش RDA نسبت به روش‌های متداول طراحی از جمله روش ساندرز می‌باشد.



شکل ۸- تاثیر زاویه چورون بر ضرایب انتقال حرارت در افت فشار ثابت



شکل ۹- تاثیر دبی سیال در زوایای مختلف چورون

جهات مخالفشان بر یکدیگر اثر کند کننده دارند. مطالعات نشان می‌دهد، روی صفحاتی با زاویه ۴۵ درجه، جریان سیال در طول شیار، روی هر سمت گذر از یک لبه تا لبه دیگر و جریان‌های متقابل سیال در طول شیار، حرکت ثانویه گردابه‌ها را موجب می‌شوند. جالب توجه است که حالت فوق نشان دهنده افزایش انتقال حرارت فرایندی است. برای جریان در طول کوتاهی از مسیر با توجه به شرایط محدوده‌کننده ورودی، لایه‌های مرزی توسعه یافته قابل پیش‌بینی است. در این شرایط، در قسمت‌های بالایی شیار نرخ انتقال حرارت بالا، انتظار می‌رود. حال آن‌که حرکت گردابه‌ها با نیروی کافی منجر به نرخ انتقال حرارت یکنواخت در عرض صفحه خواهد شد.

بحث و بررسی نتایج

همان‌طور که اشاره شد، سطح به‌دست آمده از روش RDA نسبت به روش‌های دیگر کوچک‌تر خواهد بود. این موضوع با استفاده از مقایسه برنامه‌های رایانه‌ای نیز اثبات شده، نتایج آن در شکل (۶) و در جدول (۱) آورده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود هر چه زاویه چورون بزرگ‌تر می‌شود اختلاف این دو روش نیز کمتر می‌شود و دو منحنی به یکدیگر نزدیک‌تر می‌شوند. کاهش افت فشار در زاویه‌های چورون بزرگ‌تر و تاثیر آن در کاهش

از نکات جالب توجه دیگر تاثیر دبی جریان بر زاویه چورون است، که در شکل (۹) نشان داده شده است. با افزایش دبی جریان تاثیر زاویه چورون بیشتر محسوس خواهد بود. به این معنی که هر چه دبی سیال افزایش یابد، باید در تعیین اندازه زاویه چورون دقت بیشتری نمود. نتایج مشابه بدست آمده از مطالعات سایر محققین نیز، مبین صحت و دقت بالای روش RDA است. در تحقیقاتی که در سال ۱۹۸۳ با استفاده از تکنیک نفوذ صورت گرفت، نشان داده شد که نیروی محرکه بوجود آورنده گردابه‌ها، در شیارها بوده و ناشی از سرعت حرکت اجزاء سیال در طول شیار است و مخالف جهت شیار و در جهت عمود بر آن حرکت می‌کند و نسبت آن به شکل زیر است [۱۹ و ۲۰]:

$$\bar{u}_c \sin(2\beta) = 2\bar{u}_c \sin(\beta) \cos(\beta) \quad (19)$$

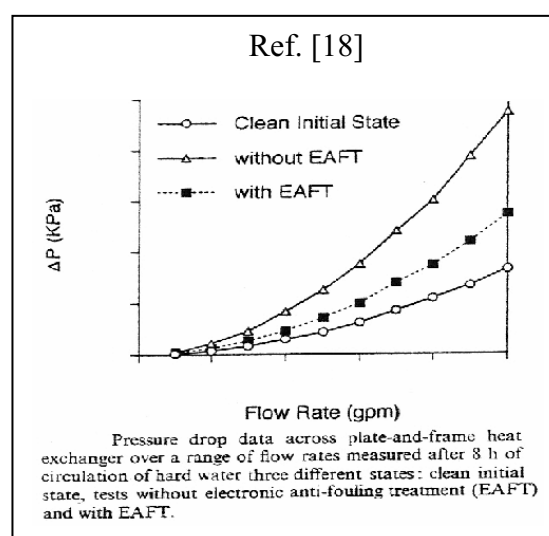
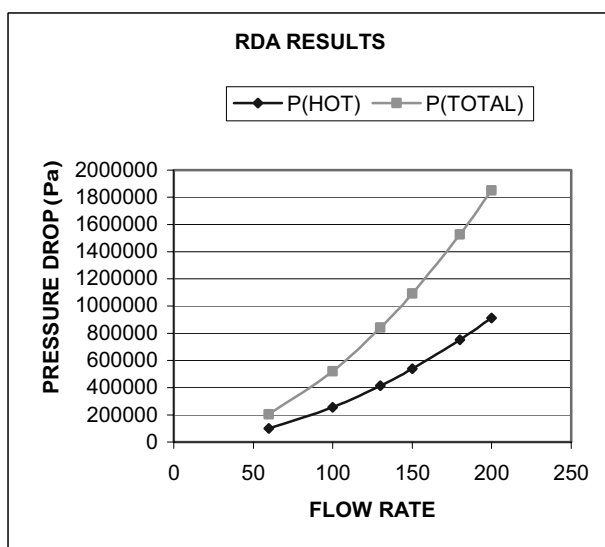
همان‌طور که ملاحظه می‌شود رابطه (۱۹) زمانی ماکزیمم است که $\beta = 45^\circ$ درجه باشد. برای زوایای کمتر از ۴۵ درجه، اثر متقابل بین جریان‌های سیال مثبت است. یعنی برای هر جریان عرضی، سرعت اجزاء در همان جهتی که جریان وجود دارد، تشدید کننده است. برای زوایای بیشتر از ۴۵ درجه، اثر متقابل بین جریان‌ها منفی است به‌طوری‌که جریان‌های عرضی به دلیل سرعت اجزاء در

با مرجع [۱۸] انجام شده است و همان‌گونه که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، روند مشابهی در هر دو شکل وجود دارد که نشان دهنده افزایش افت فشار با افزایش دبی است. (مقایسه این دو شکل به طور کیفی صورت گرفته و تصویر [18] Ref. عیناً از مرجع گرفته شده است).

ضرایب انتقال حرارت برای هر دو طرف، جریان‌های سرد و گرم، و نهایتاً نیاز به سطح انتقال حرارت بیشتر، به راحتی از رابطه توسعه داده شده ۱۴ قابل توجیه است. همچنین برای اطمینان از صحت نتایج حاصله و تصدیق برنامه کامپیوتری تهیه شده با استفاده از روش RDA، مقایسه‌ای

جدول ۱- مقایسه نتایج برنامه رایانه‌ای روش RDA و Saunders [۱] در زوایا و دبی‌های مختلف

تغییرات سطح مبدل (m ²) با دبی (kg/s)					تغییرات سطح مبدل (m ²) در زوایای مختلف (°)					
۲۰۰	۱۱۹	۱۵۰	۱۰۰	۵۹	۶۵°	۶۰°	۵۰°	۴۵°	۳۰°	
۱۱۷	۱۵۶	۱۶۸	۱۷۹	۲۲۰	۳۸۸	۳۶۰	۲۶۴	۲۲۰	۲۰۰	روش Saunders [۱]
۵۵	۸۳	۹۳	۱۰۳	۱۰۵	۳۴۵	۳۱۱	۱۹۰	۱۰۵	۱۲۹	الگوریتم طراحی سریع



شکل ۱۰- مقایسه نتایج الگوریتم برنامه RDA با نتایج مرجع [۱۸]

نشان داده شده است که سطح با در نظر گرفتن ماکزیمم افت فشار مجاز، به دست آمد. این مهم با مقایسه نتایج نتایج به دست آمده توسط روش ساندرز، نیز اثبات شده است. اهمیت توسعه چنین معادلاتی در به کارگیری این نوع مبدل‌ها در طراحی شبکه مبدل‌های حرارتی یک فرایند، به کمک تکنولوژی پینچ است.

نتیجه گیری

در این مطالعه شاخص جدیدی ارائه شده است. در این شاخص عملکرد مبدل‌های حرارتی با در نظر گرفتن تاثیرات مقاومت‌های حرارتی ارزیابی می‌شود. تاثیر این مقاومت‌ها می‌تواند در قضاوت انتخاب سطح بهینه توسط مهندسان طراح، قابل ملاحظه باشد.

همچنین روش طراحی سریع که قبلاً برای مبدل‌های پوسته-لوله‌ای ارائه شده بود در این جا برای مبدل‌های قاب و صفحه نیز توسعه داده شده است. در این روش

علائم و نشانه‌ها	
u_c : سرعت حرکت اجزاء سیال در طول شیار	A : سطح مورد نیاز برای مبدل (m^2)
w : عرض صفحات مبدل	f : ضریب اصطکاک در لوله
y : ثابت مبدل های حرارتی قاب و صفحه	z : فاکتور حرارتی کلبورن
Z : ثابت مبدل های حرارتی قاب و صفحه	K_p : ثابت مبدل های حرارتی قاب و صفحه
C_{min} : نرخ ظرفیت سیال	L_{ch} : طول کانال
C_h : ثابت مبدل های حرارتی قاب و صفحه	\dot{m}_{ch} : سرعت سیال در کانال (m/s)
ΔP : افت فشار (Pa)	N_c : تعداد کانال‌ها
ΔT_{lm} : اختلاف درجه حرارت متوسط لگاریتمی	NTU: تعداد واحد انتقال
d_h : قطر هیدرولیک	Pr: عدد پرنتل
علائم یونانی	
α : ضریب انتقال حرارت	Q: بار حرارتی (z)
β : زاویه شیار	R_{opp} : مقاومت حرارتی
η : ویسکوزیته (Kg/ms)	Re: عدد رینولدز
ϕ : ضریب تصحیح ویسکوزیته	St: عدد استانتون
λ : هدایت حرارتی سیال	T: دما (K)
ρ : دانسیته (Kg/m^3)	U: ضریب کلی انتقال حرارت (W/m^2K)

منابع

- [1] E.A.D. Saunders, Heat Exchanger: *Selection, Design and Construction*, Longman Scientific & Technical, 2002.
- [2] R.L. Webb, J. Int. *Heat Transfer*, vol.24, 1981.
- [3] P.B.E. Kumar, *Heat Transfer in Vertical Tubes With Coiled Wire Turbulence Promoters*, M.Sc. Thesis, Dept. of Mech. Eng, Mc Master University 1968.
- [4] M.J. Gough, J.V. Rogers, C.M.B. Russel, HTFS RS 417, 123-134, 1982.
- [5] J.W. Smith, R.A. Geowen, M.E. Charles, chem. Eng. Sci., 23, 751-758, 1968.
- [6] V. Walker, D. Wilkie, *The Wider Application of Roughened Surfaces as Developed for Advanced Gas Cooled Reactors*, Symp. On High Pressure Gas as a Heat Transport Medium, IMechE, London 10 March, paper 26, 1967.
- [7] G.T. Polley, Dominique, *Optimal Tube Bundle Geometries*, Processing's of 10th Int. Heat Transfer Conf., Brighton, IChemE, 1994.
- [8] M.R. Jafari Nasr, A.T. Zoghi, H.R. khakdaman, *Performance Evaluation of Heat Transfer Enhancement in Heat Exchanger Design*, Thghigh, No. 43, 2002.
- [9] M.R. Jafari Nasr, G.T. Polley, A.T. Zoghi, *Performance Evaluation of Heat Transfer Enhancement* presented at Int. Congress of Chem.Eng., CHISA, Prague, 2002.

- [10] M. Nunez, G.T. Polley, E. Reyes, A. Munoz, *Surface Selection and Design of Plate-Fin Exchangers*, *Applied Thermal Engineering*, 917-931, 1999.
- [11] M.R. Jafari Nasr, A. Kalantari, *Selection of Surface and Design of Plate-Fin Heat exchangers Using Rapid Design Algorithm*, Petrochemical Research & Technology (NPC_RT), Presented at Iranian Chem.Eng. Conference, IChec10, Zahedan, 2005 and in Press.
- [12] W.W. Focke, *Selection Optimum Plate Heat Exchanger Surface Pattern*, *J. Heat Transfer*, vol.108, 153, 1986.
- [13] W.H. McAdams, *Heat Transmission*, (McGraw Hill, New York) 430-441, 1954.
- [14] S.K. Jenssen, *Heat Exchanger Optimization*, *Chem. Eng. Prog* , 65(7)59, 1969.
- [15] M.S. Peters, K.D. Timmerhaus, *Plant Design and Economics for Chemical Engineering*, 3rd Ed (Mc Grow Hill, New York) 678-696, 1981.
- [16] F.O. Jegede , G.T. Polley, *Optimum Heat Exchanger Design*, *Trans IChemE*, vol 70, part A, March (1992).
- [17] G.T. Polley, M.H. Panjeshahi, M. Picon Nunez, *Rapid Design Algorithm for Shell and Tube and Compact Heat Exchangers*, *Trans. IChemE*, vol .69, Part A, Nov, 1991.
- [18] I. Young. Cho, Byung Gap Choi, J. Bennat Dranzer, *Electronic Anti-Fouling Technology to Mitigate Precipitation Fouling in Plate and Frame Heat Exchangers*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 41, No.17, pp.2565-2571, 1998.
- [18] F.P. Berger, A. Ziai, *Optimization of Experimental Conditions for Electrochemical Mass Transfer Measurements*, *Chem. Eng. Res. Dev.*, pp.377-382, 1983.
- [19] *International Mathematical and Statistical Libraries*, Program TWODEPEP, 5th Edn, IMSLTDP-0005, Houston, Texas, 1983.