

# انتخاب سطح و طراحی مبدل حرارتی پلیت\_فین با استفاده از روش

## الگوریتم طراحی سریع

محمد رضا جعفری نصر و آزاده کلاتری  
شرکت پژوهش و فناوری پتروشیمی

### چکیده

فشار، ضریب انتقال حرارت و حجم مبدل را ارائه می‌کند، بنا نهاده شده است. یک روش ساده نیز برای انتخاب سطح و بر اساس مفهوم شاخص عملکرد حجم (VPI) ارائه شده است. سطوحی که حجمهای کوچکتری را ایجاد می‌کنند VPI بزرگتری خواهند داشت. سطوح براساس VPI مقایسه و نمودارهایی برای انتخاب سطوحی با بهترین عملکرد تهیه شده است. انتخاب سطح و طراحی همزمان برای دسترسی به افت فشار کامل با استفاده از نمودارهای VPI و مدل ترموهیدرولیکی محقق می‌شود. الگوریتمهای طراحی برای آرایش جریان متقاطع ارائه و نتایج با مقایسه با مورد مطالعاتی ذکر شده در مقاله آزمایش شده‌اند. با استفاده از نمودارهای VPI سطوحی که بیشترین شاخص عملکردی را در محدوده رینولدز عملیاتی داشته‌اند، انتخاب و با استفاده از برنامه رایانه‌ای مبدل مورد نظر طراحی و سپس حجم کل مبدل به دست آمده است. به این ترتیب مبدلهایی طراحی شده‌اند که حجمهایی تا چندین برابر کوچکتر از حجم موارد مطالعاتی ذکر شده داشته‌اند.

با وجود روشهای متنوع بهبود راندمان مبدلهای حرارتی، مهندسين همچنان نیازمند شاخص‌هایی هستند که عملکرد این دستگاههای حرارتی را توسط آنها ارزیابی کنند. در این مقاله ضمن مرور مهمترین شاخص‌ها، رابطه مناسبتری برای انتخاب سطوح انتقال حرارت در طراحی مبدلهای حرارتی فشرده توسعه و ارائه شده است. این شاخص عملکردی، عوامل فرایندی مهمی مانند افت فشار را با توجه به ملاحظات حرارتی و هیدرولیکی و همچنین اثرات تداخل مقاومتها (شامل مقاومت‌های حرارتی، مقاومت ناشی از جرم گرفتگی‌ها، دیواره و غیره) را که قبلا از آنها صرفنظر می‌شد، در نظر گرفته و تا حدود زیادی شرایط عملیاتی را به طور واقعی در خود گنجانیده است. در این مقاله براساس این شاخص توسعه یافته، روشی برای طراحی مبدلهای حرارتی پلیت فین فشرده ارائه شده است که در آن دستیابی به ماکزیمم افت فشار مجاز و قابل دسترس (Max. allowable pressure drop) به عنوان هدف طراحی در نظر گرفته شده است. این روش بر اساس توسعه یک مدل ترموهیدرولیکی که رابطه بین افت

## Selection of Surface and Design of Plate-Fin Heat Exchangers Using Rapid Design Algorithm

M.R. Jafari Nasr and A.Kalantari  
Petrochemical Research & Technology (NPC-RT),  
P.O.Box: 14358, Tehran-Iran

### ABSTRACT

The objective of this paper is to present a design procedure for compact plate-fin heat exchangers based on full utilization of pressure drop. Since, design engineers need to indices for optimum selection of plates, an appropriate index is developed and then

based on the rapid design algorithm, developed by previous investigators, the best enveloped has been modified. The developed index, volume performance index (VPI), considers the opposing resistances due to fouling formation on both side of heat

transfer surfaces so that it presents the more reliable results than the others. Based on the developed index an algorithm is examined with a case study to show how much it could be applied effectively. Using this index, it is

طراحی مبدل حرارتی فشرده را می‌توان به روش دیگری هم انجام داد. روشی که در آن حداکثر افت فشار جریانها و بار حرارتی لازم به عنوان اهداف طراحی در نظر گرفته می‌شوند [۸]. در این مقاله، روش فوق در مورد مبدلهای حرارتی پلیت-فین به کار برده شده و مثالهایی برای مواردیکه سطوح انتقال حرارت در ابتدای طراحی مشخص باشند، آورده شده‌است. تعداد زیادی سطح ثانویه برای طراحی مبدل حرارتی پلیت-فین وجود دارند و مادامی که این سطوح در ابتدای طراحی می‌بایست مشخص شوند باید معیارهایی نیز برای انتخاب آنها در این مرحله وجود داشته باشد.

عملکرد سطوح انتقال حرارت را به روشهای متعددی می‌توان تجزیه و تحلیل کرد:

حجم برحسب مصرف توان، سطح جلویی برحسب مصرف توان، ضریب انتقال حرارت به عنوان تابعی از نیروی پمپ به ازای واحد سطح انتقال حرارت و غیره.

مقایسه عملکرد سطوح براساس این نوع تجزیه و تحلیلها، اطلاعات قابل استفاده‌ای را در جهت وظیفه انتخاب سطح ارائه می‌کنند. این نوع تجزیه و تحلیلها عموماً در مورد سطوح به شکل منفرد به کار برده می‌شوند. در حالیکه در طراحی واقعی، انتخاب سطحی که باید به عنوان جفت به کار گرفته شود بر روی عملکرد کلی مبدل، تأثیرگذار است. بنابراین عملکرد سطوح در ترکیب و در کنار هم حائز اهمیت است. در حال حاضر هیچ روش اصولی که بتواند انتخاب سطوح را در هر دو سمت مورد نظر قرار دهد، موجود نیست و در این مقاله روش ساده‌ای برای انتخاب سطح و طراحی مبدل حرارتی پلیت-فین به صورت همزمان و با تکیه بر مفهوم شاخص عملکرد

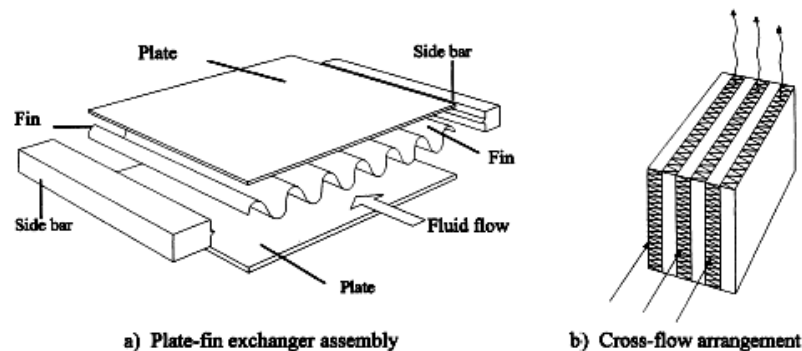
revealed that the total volume of heat exchanger can be obtained many times smaller and more compact than the common indices.

## مقدمه

مبدل حرارتی فشرده از نوع پلیت-فین (PFHE) یکی از انواع مبدلهای حرارتی است که به طور یک در میان از صفحات مسطح و فین‌های موجدار تشکیل شده است (شکل ۱). جریانها با عبور از معابری که توسط فین‌هایی احاطه شده در بین صفحات جدا کننده، حرارت را مبادله می‌کنند. فینها هم به عنوان سطح انتقال حرارت ثانویه و هم به عنوان حایل مکانیکی مقاوم در برابر فشار داخلی در بین لایه‌ها به کار گرفته می‌شوند. انواع مختلفی از فین‌ها وجود دارند که بهینه سازی مبدلهای پلیت-فین را از نقطه نظرهایی چون هزینه، وزن، راندمان حرارتی و یا افت فشار امکان‌پذیر می‌سازند.

مبدلهای حرارتی پلیت-فین نسبت به سایر انواع مبدلهای حرارتی مزایایی دارند که از آن جمله می‌توان به کوچکی اختلاف درجه حرارت دو سیال سرد و گرم و راندمان حرارتی بالا، سطح انتقال حرارت زیاد به ازای واحد حجم (نوعاً<sup>۱</sup>

$\frac{m^2}{m^3}$  ۱۰۰۰)، وزن پایین و امکان تبادل حرارتی بین جریانهای مختلف فرایندی را اشاره کرده طراحی یک مبدل حرارتی فشرده نیازمند به داشتن بار حرارتی، افت فشارهای مجاز جریانها و هندسه سطوح مبدل می‌باشد. در مورد یک مبدل پلیت فین منظور از جنبه‌های هندسی، همان نوع سطوح ویژه انتقال حرارت می‌باشند که باید در هر سمت جریان به کار گرفته شوند. در روشهای متداول طراحی این نوع مبدلها، افت فشارهای جریانها به عنوان محدودیت طراحی، طوری در نظر گرفته می‌شود که در آن آزمایش، سطوح هندسی مختلف با هدف تامین بارحرارتی مورد نظر و در محدوده افت فشار مجاز و قابل دسترس صورت پذیرد.



شکل ۱- اجزاء اصلی یک مبدل فشرده از نوع پلیت فین و با آرایش جریان متقاطع

برای نوع خاصی از وسایل افزایشده انتقال حرارت، نسبت  $(\frac{j}{f})$  پایین‌تر از منحنی‌های مربوط به لوله‌های ساده قرار گیرد، این نمونه از نقطه‌نظر میزان نسبت انتقال حرارت به واحد افت فشار هیچ مزیتی نسبت به مبدلهایی با لوله‌های ساده نخواهد داشت. این تحلیل را در مورد سطوح فشرده انتقال حرارت هم می‌توان به کار برد.

شاخص مشابهی توسط Gough و همکارانش در مطالعه افزایش انتقال حرارت در لوله‌های مبدل در جریان آرام مورد مطالعه قرار گرفت [۱۸]. این محققین، نشان داده اند که برای یک مقدار معین از عدد رینولدز عملیاتی، چگونه برخی از وسایل افزایشده انتقال حرارت، کارایی بیشتری نسبت به انواع دیگر (و حتی نسبت به لوله‌های ساده) خواهند داشت. اما نکته اساسی در بررسی چنین شاخص‌هایی، مقایسه کردن عامل اصطکاک جریان سیال در لوله و ضریب انتقال حرارت در اعداد رینولدز یکسان، برای لوله‌های ساده پر شده است. در حالیکه استفاده از این وسایل به واسطه کاهش سرعت جریان در لوله‌ها عملاً در عدد رینولدز کمتری نسبت به لوله‌های ساده کار می‌کند.

Smith و همکارانش نسبت  $\frac{St}{f}$  را به عنوان شاخص ارزیابی معرفی کردند و نسبت فوق را با تغییرات عدد رینولدز در یک مقیاس لگاریتمی رسم نموده‌اند [۲۱]. این محققین نیز نتیجه

حجم ارائه شده است. از طرفی باید توجه داشت که همواره داشتن مبدلهایی با راندمان بالاتر به واسطه صرفه‌جویی در انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری، مورد نظر مهندسان بوده است. با توجه به زمینه‌های وسیع کاربرد مبدلهای حرارتی فشرده در صنعت، لزوم استفاده از شاخص‌های مناسب برای انتخاب سطح و طراحی بهینه این نوع مبدلهای، احساس می‌شود. تاکنون شاخص‌های مختلفی برای ارزیابی مزایای استفاده از وسایل افزایشده انتقال حرارت و همچنین انتخاب سطوح حرارتی با عملکرد بالا توسط محققین ارائه شده است. در این مقاله ابتدا مهمترین روشهای پیشنهادی از سوی محققین برای ارزیابی عملکرد مبدلهای مرور و سپس شاخص مناسبتری برای انتخاب سطوح با عملکرد بالا که برای طراحی مبدلهای حرارتی فشرده توسعه داده شده، ارائه می‌شود و الگوریتم طراحی صحیح با این شاخص‌ها نشان داده خواهد شد.

### مروری بر شاخص‌های پیشنهادی

یکی از شاخص‌های ساده و مفید، تعیین نسبت  $(\frac{j}{f})$  است که توسط بسیاری از محققین پذیرفته شده است. این نسبت برای مبدلهایی با لوله‌های ساده و پر شده محاسبه و حاصل آن مورد مقایسه و ارزیابی قرار گرفته است. برای مثال Kumar این نسبت را برای مقادیر مختلفی از اعداد رینولدز و برای وسایل افزایشده انتقال حرارت مختلف رسم کرده است [۱۹]. چنانچه

افزاینده انتقال، علیرغم ایجاد کاهش سرعت در لوله‌ها، به سطح حرارتی مورد نیاز کمتری (به ازای یک وظیفه حرارتی معین و در یک افت فشار ویژه) نیاز می‌باشد.

شاخص دیگری توسط جعفری نصر ارائه شده است که در واقع اصلاح شاخصی است که قبلاً توسط Polley و همکارانش ارائه شده بود. در این شاخص اثرات تداخل سایر مقاومت‌های حرارتی بر روی ضریب انتقال حرارت در لوله‌ها به خوبی در نظر گرفته شده است. شاخص اصلاح شده به صورت

$$\text{صورت } \left(\frac{1}{1+R_{opp,h_i}}\right)^{1.5} \cdot \sqrt{\frac{St^3}{f}} \text{ تعریف می‌شود [۲۴، ۱۴].}$$

### شاخص عملکرد حجم

هدف اساسی در طراحی مبدل حرارتی فشرده، تولید کوچکترین واحد از نظر وزن و حجم و در محدوده ابعاد مورد نظر است که بار حرارتی مورد نظر را در محدودهٔ ماکزیمم افت فشار مجاز، برآورد کند. حجمهای کوچکتر مبدل با به کار بردن سطوحی که عملکرد بالایی را ارائه می‌دهند امکان‌پذیر می‌باشد.

در شروع هر طراحی، انتخاب سطوحی که کوچکترین واحد را از نظر وزن و حجم ارائه دهند، مطرح می‌باشند. به عبارتی، سطوح با عملکرد بالا اولین انتخاب طراح است و چنانچه در نخستین طراحی یکی از محدودیتها نقض شود، باید مراحل متوالی در انتخاب سطوح مختلف با ویژگیهای عملکرد پایین‌تر، مد نظر قرار گیرد.

در اینجا روش به دست آوردن شاخص عملکرد حجم (VPI) برای انتخاب سطح که توسط Nunez و Polley [۳] ارائه شده است، بیان می‌شود.

موازنه انرژی برای انتقال حرارت در یک سمت مبدل را می‌توان با معادله اساسی طراحی برای همان سمت مبدل مرتبط دانست به طوری که رابطهٔ زیر به دست آید:

$$\dot{A} = \frac{mC_p}{h_1} \frac{\Delta t}{\Delta T} \quad (1)$$

گرفته‌اند که چون نسبت افزایش ضریب اصطکاک در لوله‌های پر شده بالاتر از نسبت افزایش ضریب انتقال حرارت در مقایسه با لوله‌های ساده است، بنابراین افزایش انتقال حرارت به قیمت افزایش افت فشار تمام خواهد شد که در این صورت از جاذبه به کارگیری این فناوری در عمل خواهد کاست.

شاخص دیگری توسط Webb ارائه شده است که در آن عوامل مورد نظر، شامل تعیین نسبت‌های سطوح  $\left[\frac{A}{A_s}\right]$ ، قدرت پمپ  $\left[\frac{P}{P_s}\right]$  و بار حرارتی  $\left[\frac{(UA)}{(UA)_s}\right]$  می‌باشند [۲۳].

در هر مورد دو عامل از عوامل به عنوان محدودکننده و سومی به عنوان تابع هدف یاد می‌شود. مزیت استفاده از این شاخص، ملحوظ کردن مقاومت حرارتی مربوط به جرم گرفتگی‌ها و مقاومت حرارتی دیواره لوله می‌باشد.

شاخص دیگری نیز توسط Walker و همکارانش [۲۲] و همین‌طور Polley و همکارانش [۲۰] معرفی شده است. این شاخص عبارتست از نسبت  $\frac{St^3}{f}$  و اگر در مواردی یک مقدار یکسان از آن به دست آید، در واقع اشاره بر میزان سطح حرارتی یکسان به ازای یک مقدار افت فشار مشخص را دارد.

اگر این شاخص بر حسب عدد رینولدز در نمودارهایی برای لوله ساده و لوله‌های پر شده و یا سطوح انتقال حرارت فشرده رسم شود؛ بین این منحنی‌ها نقاط تلاقی وجود خواهد داشت. بنابراین دیده می‌شود که مقدار عدد رینولدز، یک عامل کلیدی مهم در تعیین احتمال مزیت به کارگیری وسایل افزایشنده انتقال حرارت در لوله‌های مبدل در مقایسه با لوله‌های ساده می‌باشد. نتیجه دیگری که از مطالعه چنین نمودارهایی به دست می‌آید این است که نه تنها شاخص فوق در اکثر نقاط برای لوله‌های پر شده نسبت به لوله‌های ساده مقداری بالاتر است، بلکه میزان آن نیز با کاهش عدد رینولدز افزایش می‌یابد. این بدان معنی است که به هنگام استفاده از وسایل

$$VPI = \frac{(St^3/f)^{\frac{1}{2}}}{d_h} \quad (۷)$$

عدد استانتون و  $f$  تابعی از عدد رینولدز می‌باشند و در نتیجه شاخص عملکرد حجم نیز تابعی از عدد رینولدز است. مادامیکه مقدار محتمل عدد رینولدز مشخص باشد، شاخص عملکرد را می‌توان در ابتدای طراحی برای انتخاب سطحی با بهترین عملکرد به کار برد.

برای سطوح مختلف می‌توان VPI را برحسب Re و در یک نمودار رسم کرد و بدین ترتیب سرعت را می‌توان برای بهترین سطح انتخاب کرد. در نمودار های ۱ تا ۵ شاخص عملکرد حجم برای سطوح مختلف از انواع متفاوت رسم شده است. این سطوح از کتاب Keys & London برگرفته شده‌اند. در چنین نموداری در هر بازه‌ای از عدد رینولدز، سطحی که بهترین عملکرد را دارد، مشخص است. کوچکترین حجم مبدل با اطمینان از دسترسی به بیشترین افت فشار مجاز جریان و انتخاب مؤثرترین سطح به دست می‌آید. مورد نخست، نیاز به توسعه روش طراحی که استفاده کامل از افت فشار را ممکن می‌سازد، را داشته و مورد دوم با انتخاب سطحی که در یک Re مشخص بهترین عملکرد را دارند، ممکن می‌شود. در برخی از کاربردها سطحی با راندمان بالا، سطوح جلویی (Frontal Area) بزرگ و طول جریان کوتاه ایجاد می‌کنند. در مواردی که محدودیتهای طراحی مانند سطح جلویی ماکزیمم تأمین نشود، سطحی با راندمان کمتر مورد بررسی قرار خواهند گرفت. در این موارد منحنی‌های VPI می‌توانند برای انتخاب سطح بعدی برای طراحی به کار برده شوند.

که برای یک سطح فشرده قطر هیدرولیکی به صورت زیر بیان می‌شود.

$$d_h = 4 \frac{LA_c}{A} = 4 \frac{V}{A} \quad (۲)$$

ضریب انتقال حرارت  $h$  را از عبارت عدد استانتون مطابق رابطه زیر می‌توان ارایه کرد:

$$St = \frac{h}{mC_p} \cdot A_c \quad (۳)$$

با ترکیب روابط ۱ تا ۳ عبارتی برای حجم مبدل به شکل زیر به دست می‌آید:

$$V = \frac{d_h}{4} \frac{A_c}{St} \frac{\Delta t}{\Delta T} \quad (۴)$$

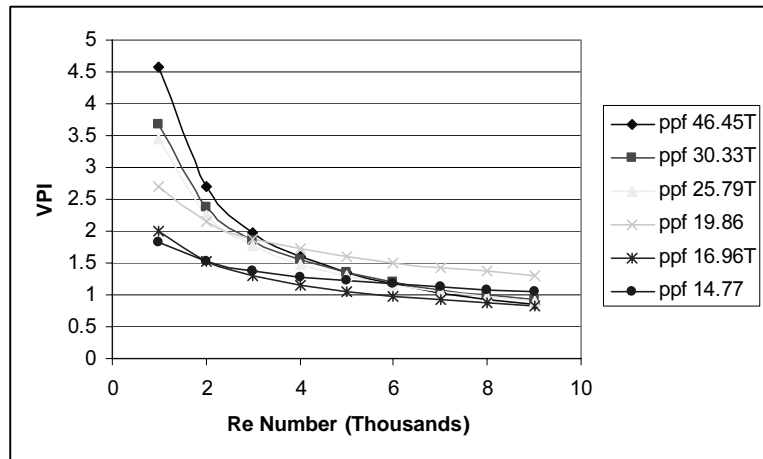
تعریفی برای سطح آزاد جریان، از معادله افت فشار در طول هسته مبدل [۷] به صورت زیر، می‌تواند استخراج شود:

$$A_c = \left[ \frac{2m^2V}{\delta d_h \Delta P} f \right]^{\frac{1}{3}} \quad (۵)$$

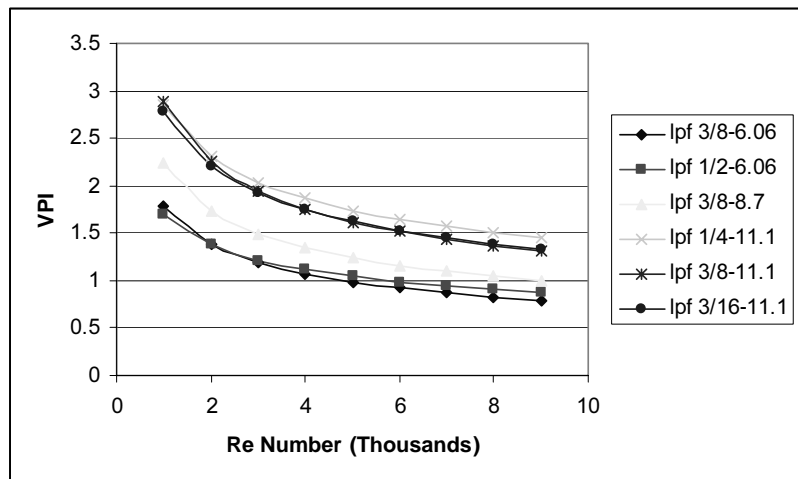
جایگذاری  $A_c$  از معادله ۵ در معادله ۴ نتیجه می‌دهد:

$$V = \left[ \frac{\Delta t}{\Delta T} \right]^{\frac{2}{3}} \left[ \frac{2m^2}{\delta \Delta P} \right]^{\frac{1}{2}} \left[ d_h \left( \frac{f}{St^3} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (۶)$$

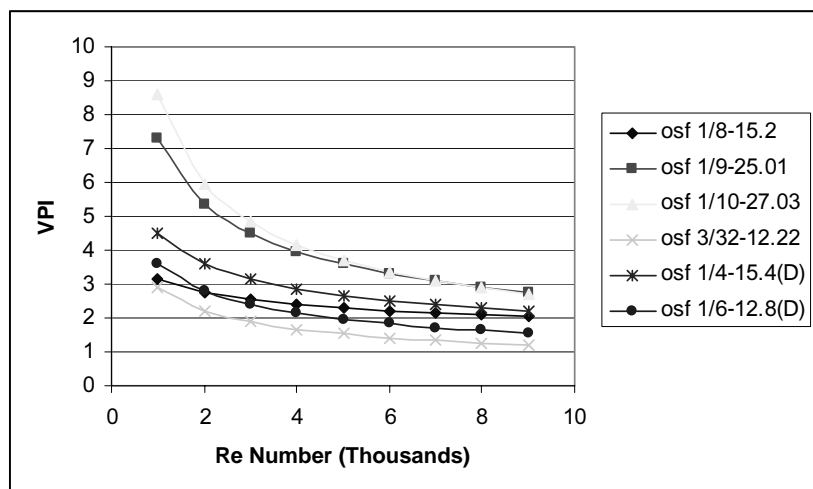
دو عبارت اول در سمت راست معادله ۶ به بار مبدل حرارتی مربوط می‌شوند در حالیکه عبارت آخر به عملکرد یک سطح مشخص مرتبط می‌شود. عکس این عبارت، شاخص عملکرد حجم (VPI) نامیده می‌شود که در معادله ۷ نشان داده شده است. به طوری که دیده می‌شود، هر چقدر VPI بزرگتر باشد حجم مبدل کوچکتر است و برعکس.



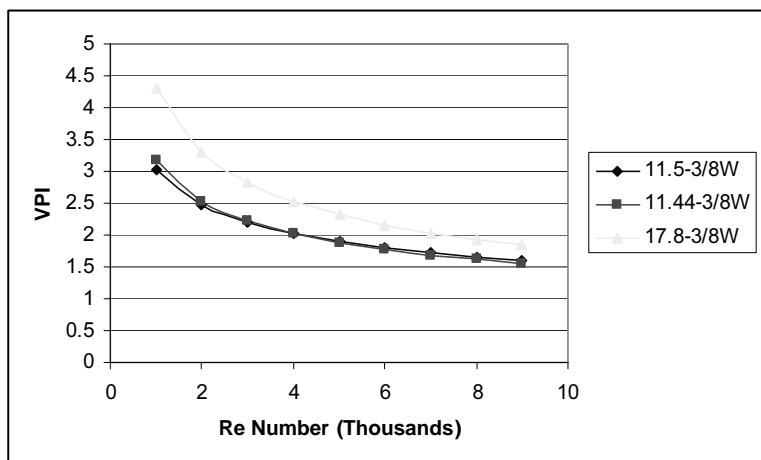
نمودار ۱- VPI بر حسب عدد رینولدز برای سطوح Plain Fin



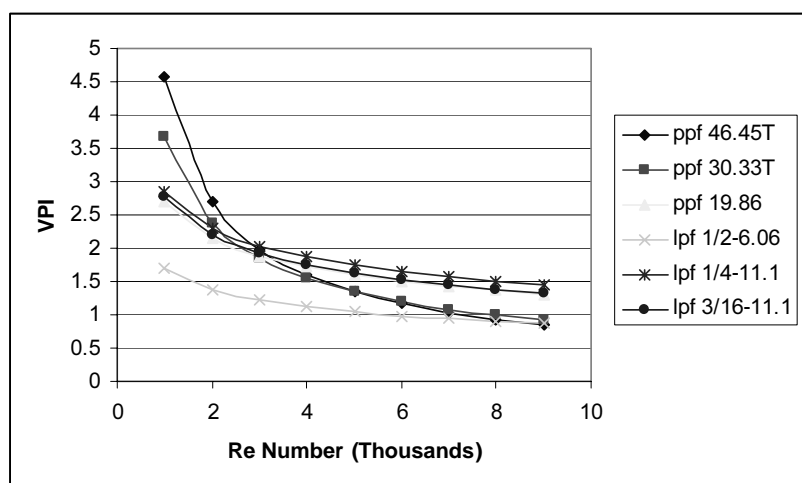
نمودار ۲- VPI بر حسب عدد رینولدز برای سطوح Louver Fin



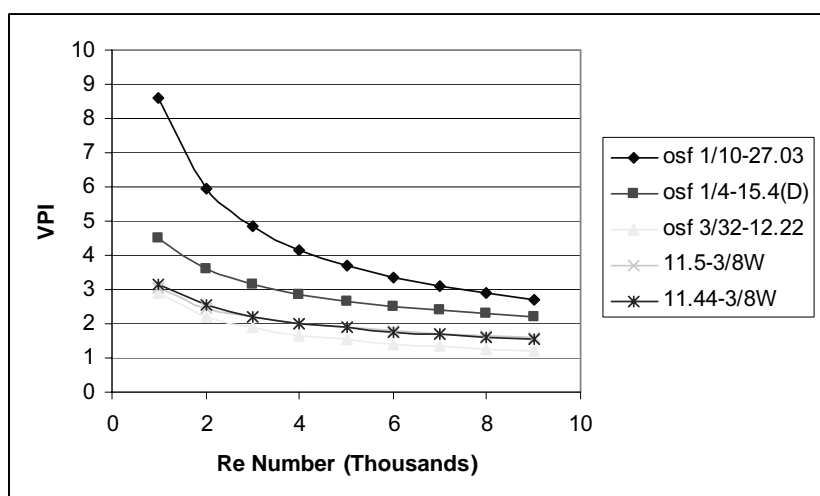
نمودار ۳- VPI بر حسب عدد رینولدز برای سطوح Offset Strip Fin



نمودار ۴- VPI بر حسب عدد رینولدز برای سطوح Wavy Fin



نمودار ۵- VPI بر حسب عدد رینولدز - مقایسه انواع مختلف سطوح  
الف- مقایسه سطوح Plain Fin و Louver Fin



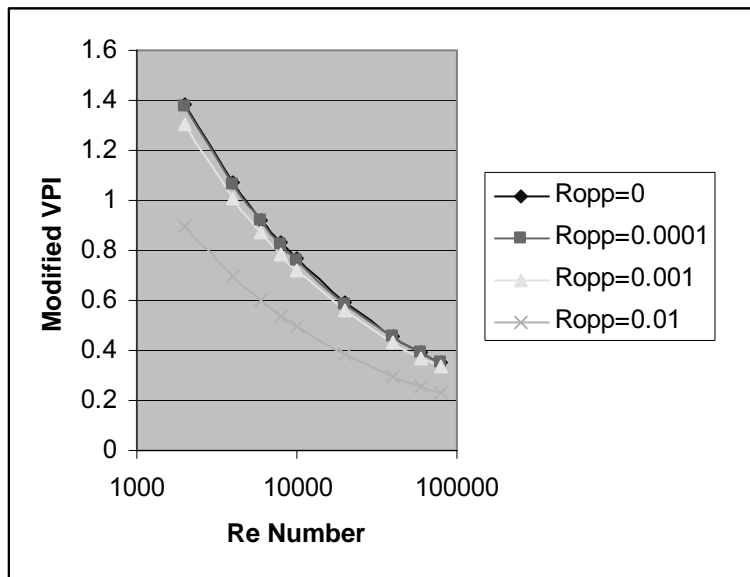
ب- مقایسه سطوح Wavy Fin و Offset Strip Fin



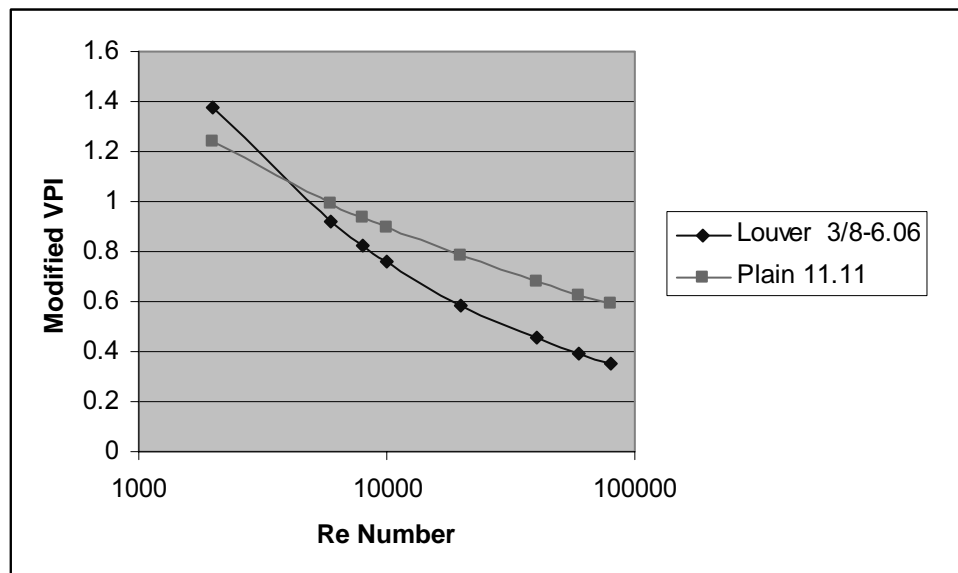


گرچه برای این نقطه برخورد، معنای فیزیکی خاصی نمی توان ارائه داد لیکن این نقطه دامنه عدد رینولدز را به دو قسمت متمایز تقسیم می کند. انتخاب سطح انتقال حرارت مناسب بستگی به محدوده رینولدز عملیات خواهد داشت.

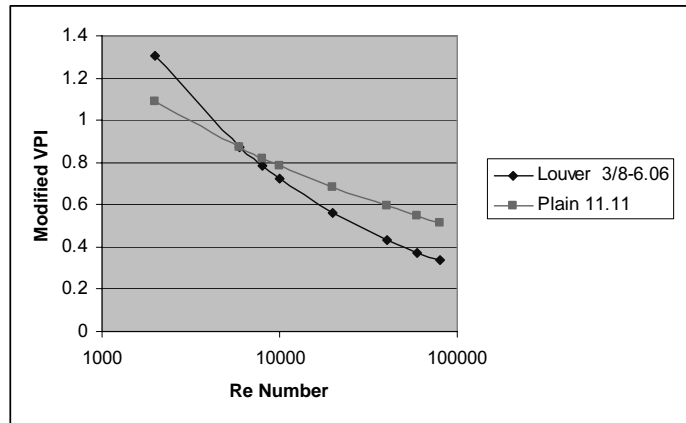
همچنین نمودار های ۸ تا ۱۰ کاربرد این شاخص را برای دو نوع سطح فوق الذکر، برای مقدار ویژه ای از مقاومت حرارتی نشان می دهند. در اینجا به خوبی مشخص می شود که چگونگی آثار میزان تداخل مقاومت های حرارتی می تواند در نقطه برخورد منحنی های عملکرد سطوح مختلف، مؤثر باشد.



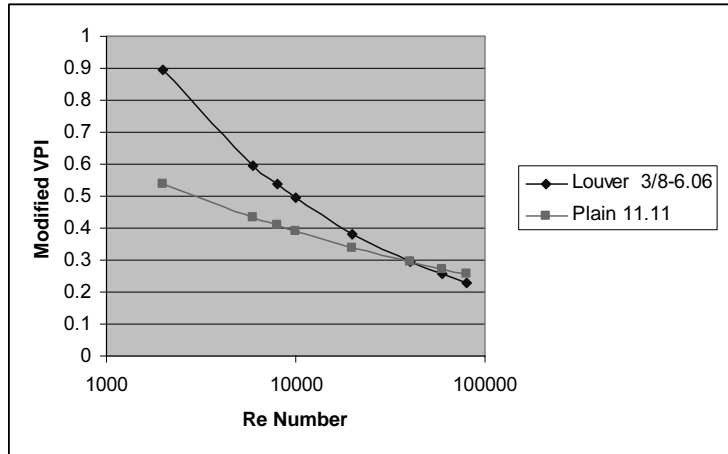
نمودار ۷- آثار میزان مقاومت های حرارتی در VPI اصلاح شده برای Louver Fin 3/8-6.06



نمودار ۸- مقایسه VPI جدید برای Ropp=0.0001



نمودار ۹- مقایسه VPI جدید برای Ropp=0.001



نمودار ۱۰- مقایسه VPI جدید برای Ropp=0.01

$$j = St \cdot Pr^{1/2} \quad (9)$$

عدد پرائتل و عدد استانتون به صورت زیر تعریف می شود:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (10-الف)$$

$$St = \frac{h A_C}{m C_p} \quad (10-ب)$$

برای مبدل حرارتی پلیت-فین، عدد رینولدز به صورت تابعی

از قطر هیدرولیکی سطح و به صورت زیر تعریف می شود:

$$Re = \frac{m d_h}{\mu A_C} \quad (11)$$

ترکیب معادلات ۸ تا ۱۱ و حل آن برای ضریب انتقال حرارت  $h$  نتیجه می دهد:

### مدل ترموهیدرولیکی

کلید استخراج روش طراحی که بر اساس استفاده کامل از ماکزیمم افت فشار مجاز جریانها باشد توسعه مدل ترموهیدرولیک برای مبدلهای فشرده پلیت-فین است. این مدل افت فشار یک جریان مشخص را به حجم کلی مبدل و ضریب انتقال حرارت آن سمت مبدل مرتبط می کند. عملکرد انتقال حرارت برای تعداد زیادی سطوح فشرده می تواند توسط عدد رینولدز به صورت زیر ارایه شود.

$$j = a Re^{-b} \quad (8)$$

عبارت  $j$  به عنوان فاکتور کولبورن به صورت زیر تعریف می شود:

می گیریم:

$$\Delta P = \frac{K_P}{K_h^2} V_T h^z \quad (19)$$

که در آن

$$z = \frac{3-y}{1-b} \quad (20)$$

می باشد. معادله ۱۹ مدل ترموهیدرولیکی را ارائه می کند که افت فشار جریان را به حجم کلی و ضریب انتقال حرارت جریان مرتبط می کند.

### معادلات طراحی حجم

معادله اساسی طراحی انتقال حرارت به صورت زیر می باشد:

$$Q = UAF \Delta T_{LM} \quad (21)$$

که می توان آن را با تعریف ضریب انتقال حرارت کلی ترکیب کرد تا رابطه زیر حاصل شود:

$$A_1 = \frac{Q}{F \Delta T_{LM}} \left[ \frac{1}{\eta_1} \left( \frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2} \left( \frac{A_1}{A_2} \frac{1}{h_2} + R_2 \right) \right] \quad (22)$$

که  $A_1$  و  $A_2$  به ترتیب سطح کلی انتقال حرارت را در سمت ۱ و ۲ ارائه می کنند.

حجم کلی مبدل و سطح انتقال حرارت کلی یک سمت مطابق معادله ۱۶ به هم مربوط می شوند. پس از جایگزینی  $A$  برای سمت ۱ و ۲ از معادله ۱۶ نتیجه می شود:

$$V_T = \frac{Q}{F \Delta T_{LM}} \left[ \frac{1}{\eta_1 \alpha_1} \left( \frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2 \alpha_2} \left( \frac{1}{h_2} + R_2 \right) \right] \quad (23)$$

معادله ۲۳ حجم کلی مبدل را به عنوان تابعی از وظیفه حرارتی، هندسه سطح و ضرائب انتقال حرارت ارائه می کند. راندمان حرارتی سطح هر سمت مبدل هم به صورت زیر تعریف می شود:

$$h = K_h \left( \frac{1}{A_C} \right)^{1-b} \quad (12)$$

$A_C$  سطح آزاد جریان بوده و  $K_h$  به صورت زیر می باشد:

$$K_h = \frac{am^{1-b} \mu^b C_P}{d_h^b Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (13)$$

معادله ۱۲ ضریب انتقال حرارت را به صورت تابعی از خواص فیزیکی، سرعت جرمی جریان و سطح آزاد جریان بیان می کند.

روش مشابهی را برای استخراج رابطه ای که افت فشار را به سطح آزاد جریان و خواص فیزیکی مرتبط می کند، می توان به کار برد. عبارتی که افت فشار را در عرض هسته مبدل حرارتی ارائه می کند به صورت زیر می باشد:

$$\Delta P = \frac{f}{2\rho} \cdot \frac{A}{A_C} \cdot \frac{m^2}{A_C^2} \quad (14)$$

برای اغلب سطوح ثانویه مقادیر ضریب اصطکاک  $f$  را در محدوده رینولدزین ۵۰۰ و ۱۰۰۰۰، می توان با عدد رینولدز بین همبسته کرد. عبارت به صورت زیر است:

$$f = x Re^{-y} \quad (15)$$

$x$  و  $y$  مقادیر ثابتی می باشند. سطح انتقال حرارت کلی یک سمت مبدل به عنوان تابعی از حجم کلی مبدل، توسط رابطه زیر ارائه می شود:

$$A = \alpha V_T \quad (16)$$

$\alpha$  پارامتر هندسی سطح نام دارد که همان نرخ سطح کلی یک سمت مبدل به حجم کلی مبدل می باشد. ترکیب معادلات ۱۱، ۱۴ الی ۱۶ منجر به رابطه زیر می شود:

$$\Delta P = K_P V_T \left( \frac{1}{A_C} \right)^{3-y} \quad (17)$$

که در آن

$$K_P = \frac{xm^{2-y} \mu^y \alpha}{2\rho d_h^y} \quad (18)$$

می باشد. با جایگذاری  $A_C$  از معادله ۱۲ در معادله ۱۷ نتیجه

۳- نوع سطح ثانویه برای سیال سمت، گرم و سرد با استفاده از VPI مشخص شده وضخامت صفحه جدا کننده (a) و هدایت گرمایی صفحه جدا کننده (K) به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شوند.

۴- مقادیر  $\alpha_h$  و  $\alpha_c$  برای جریان گرم و سرد از فرمول

$$\alpha_c = \frac{b_c \beta_c}{b_h + b_c + 2a} \quad \text{و} \quad \alpha_h = \frac{b_h \beta_h}{b_h + b_c + 2a}$$

محاسبه می‌شوند. b و  $\beta$  عامل های هندسی مربوط به سطح بوده و با انتخاب نوع سطح مشخص می‌شوند.  $\alpha$  نسبت سطح انتقال حرارت کل یک سمت مبدل به حجم کل مبدل بوده و از فرمول (۲-۳۷) مرجع [۴] برگرفته شده است.

۵- مقادیر  $K_p$  و  $K_h$  طبق فرمولهای ۱۳ و ۱۸ برای سمت گرم و سرد محاسبه می‌شوند.

۶- مقادیر h برای سمت گرم و سرد از فرمولهای ۱۹ و برحسب  $V_T$  (حجم کل مبدل) محاسبه می‌شوند.

۷- مقادیر  $\eta$  (راندمان حرارتی سطح) برای سمت گرم و سرد از فرمول ۲۴ و بر حسب h که خود تابعی از  $V_T$  است به دست می‌آید.

۸- مقادیر  $h_H$  و  $h_C$  و  $\eta_H$  و  $\eta_C$  و  $\alpha_h$  و  $\alpha_c$  در معادله ۲۳ جایگذاری می‌شوند. معادله حاصله یک معادله غیر خطی بر حسب  $V_T$  است که از طریق روش نیوتن رافسون حل می‌شود و  $V_T$  یعنی حجم کل مبدل به دست می‌آید.

الگوریتم طراحی مبدل پلنت-فین با جریان ناهمسو، مشابه حالت فوق می‌باشد ولی با توجه به رابطه سطوح آزاد جریان در دو سمت با هم، دسترسی به افت فشار کامل فقط در یک سمت امکان پذیر است که آن سمت به عنوان مرجع در نظر گرفته می‌شود و افت فشار سمت دیگر به این سمت وابسته است. اگر سمت سرد به عنوان مرجع در نظر گرفته شود، ضریب انتقال حرارت h مربوط به سمت سرد به صورت زیر خواهد بود:

$$\eta = 1 + f_s \left\{ \frac{\tan h \left[ \left( \frac{2h}{k\tau} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{\delta}{2} \right) \right]}{\left( \frac{2h}{k\tau} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{\delta}{2} \right)} - 1 \right\} \quad (24)$$

مبدلهای حرارتی پلنت-فین از نظر نوع برخورد جریانها به دو دسته Cross-Flow و Counter-Flow تقسیم می‌شوند.

در واحد Cross-Flow مسیرهای جریانها مستقل از هم هستند و دسترسی به افت فشار کامل در هر دو سمت جریان امکان پذیر است. حل معادله افت فشار برای هر جریان، طول مبدل و عرض کلی جریان را مشخص می‌کند. برای یک حجم و سطح جلویی مشخص یا تغییر عرض و ارتفاع مبدل دسترسی به تعداد معابر دلخواه با ابعاد مناسب واحد، امکان پذیر می‌شود.

در مورد مبدل Counter-Flow، مسیرهای جریان در دو سمت یکی هستند و در نتیجه سطوح آزاد جریان به هم مرتبط می‌شوند. به محض تثبیت عرض و تعداد کانالها در سمت سیال گرم، سطح جریان برای سمت سرد هم تثبیت می‌شود و برعکس. نتیجه این است که فقط دسترسی به افت فشار کامل در یک سمت امکان پذیر است و دیگری باید با ابعاد منتج از اولی مطابقت داشته باشد. ارتباط بین هندسه دو سمت با عبارت زیر عنوان می‌شود:

$$A_{C_2} = \frac{\delta_2 B_2 d_{h_2}}{\delta_1 B_1 d_{h_1}} A_{C_1} \quad (25)$$

### الگوریتم طراحی سریع مبدل حرارتی پلنت فین

۱- خواص فیزیکی سیال، سمت گرم و سمت سرد شامل دانسیته ( $\rho$ )، ظرفیت حرارتی ( $C_p$ )، هدایت گرمایی (k)، ویسکوزیته ( $\mu$ )، و مقاومت رسوب گرفتگی (R) به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شوند.

۲- عوامل عملیاتی شامل نرخ جریان جرمی ( $m^\circ$ )، افت فشار ( $\Delta P$ )، درجه حرارت های ورودی و خروجی سیال گرم و سرد به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شوند.

برنامه‌ای رایانه‌ای تهیه شد که برای دو مورد مطالعاتی برگرفته شده از مرجع [۳] و مرجع [۴] مورد آزمایش قرار گرفت. نتایج برنامه با نتایج حاصله از مراجع فوق الذکر مقایسه شد که مقادیر به دست آمده، مطلوب می باشند.

مورد مطالعاتی برگرفته شده از مراجع بالا، مربوط به یک ری ژنراتور توربین گازی و نوع جریان متقاطع بوده و اطلاعات مربوط به شرایط عملیاتی و خواص فیزیکی مسئله و اطلاعات مربوط به سطوح به کار رفته درمبدل در جدول ۱ خلاصه شده‌اند.

مقایسه نتایج حاصل از برنامه با نتایج موجود در مراجع [۳] و [۴] در جدول ۲ خلاصه شده است.

$$h_c = \left( \frac{\Delta P_c}{k_{P_c} V_T} \right)^{\frac{1}{z_c}} K h_c \quad (26)$$

با توجه به معادلات ۱۹ و ۲۵ داریم،

$$(27)$$

$$h_H = \left( \left( \frac{b_c \beta_c d_{h_c}}{b_H \beta_H d_{h_H}} \right)^{3-y_H} \left( \frac{\Delta P_c}{k_{P_c} V_T} \right)^{\frac{3-y_H}{3-y_c}} \right)^{\frac{1}{z_H}} K_{h_H}$$

مقادیر  $h_H$  و  $h_C$  به دست آمده، در معادله ۲۳ برای به دست آوردن  $V_T$  جایگزین می شوند.

### بررسی نتایج حاصل از برنامه رایانه‌ای برای مبدل پلیت-فین با جریان متقاطع

بر اساس الگوریتم طراحی مبدل پلیت-فین با جریان متقاطع،

جدول ۱- اطلاعات فرآیندی و خواص فیزیکی برای مسئله طراحی جریان متقاطع

جریان سرد (سمت ۱)	جریان گرم (سمت ۲)	
<b>اطلاعات فرآیندی</b>		
۲۴/۳	۲۴/۶۶	نرخ جریان جرمی ( $kg/s$ )
۳۷۱۸		افت فشار هسته (Pa)
۱۷۵	۴۳۰	درجه حرارت ورودی ( $^{\circ}C$ )
۳۶۶	۲۴۷	درجه حرارت خروجی ( $^{\circ}C$ )
<b>اطلاعات خواص فیزیکی</b>		
۵/۷	۰/۵۸	دانسیتته ( $kg/m^3$ )
۱۰۵۰	۱۰۸۰	ظرفیت حرارتی ( $J/kg^{\circ}C$ )
۰/۰۴۴	۰/۰۴۸	هدایت حرارتی ( $W/m^2C$ )
۰/۰۰۲۹	۰/۰۰۳	ویسکوزیته (cP)
<b>اطلاعات مربوط به سطح</b>		
Louvered 3/8-6.06	Plain Fin 11.1	نوع سطح
۰/۰۸۷۹	۰/۰۳۹۶	ضریب معادله انتقال حرارت
۰/۳	۰/۲۸۱	نمای معادله انتقال حرارت
۰/۱۴۶۷	۰/۴۲۴۷	ضریب معادله فاکتور اصطکاک
۰/۱۶۲۷	۰/۴۴۰۳	نمای معادله فاکتور اصطکاک
۲۰/۸	۲۰/۸	هدایت حرارتی فین ( $\frac{W}{m^{\circ}C}$ )
۰/۳	۰/۳	ضخامت پلیت (mm)

جدول ۲- طراحی مبدل حرارتی با جریان متقاطع - مقایسه نتایج

برنامه	مرجع [۳]	مرجع [۴]	
۳/۸۴۹	۳/۸۴	۳/۸۲	حجم هسته ( $m^3$ )
۴۰۶۲	۳۹۸۱	۴۰۹۰	عدد رینولدز سمت ۱
۱۲۶۳	۱۲۷۵	۱۳۷۰	عدد رینولدز سمت ۲
۲۵۶	۲۵۵	۲۶۲	ضریب فیلم سمت ۱ ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )
۹۲	۹۱	۸۵	ضریب فیلم سمت ۲ ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )
۰/۷۸۹	۰/۷۸۷	۰/۷۸۶	راندمان سطح ۱
۰/۸۸	۰/۸۸	۰/۸۸۷	راندمان سطح ۲

## نتیجه گیری

در این مطالعه ضمن مروری بر شاخص‌هایی که برای ارزیابی عملکرد مبدل‌های حرارتی ارائه شده است، دیده می‌شود که همچنان بسیاری از آنها به واسطه وجود پیچیدگی‌های ناشی از تئوری کار و یا در نظر نگرفتن بیشترین افت فشار مجاز به عنوان یک عامل، مهم فرایندی در عمل چندان قابل استفاده نبوده‌اند و گاهی نیز سبب برداشت‌های نادرستی از موضوع هم شده‌اند. در این بررسی شاخص جدیدی ارائه شده است که برای انتخاب سطوح فشرده در ابتدای طراحی مبدل فشرده پلیت-فین مناسب به نظر می‌رسد. همچنین نشان داده شده است که بررسی مزیت استفاده از یک سطح، بدون ملاحظه سایر مقاومت‌های حرارتی، امکان‌پذیر نبوده و میزان عدد رینولدز و نوع سطح انتقال حرارت تأثیر قابل ملاحظه‌ای در این ارزیابی خواهند داشت. کاربرد شاخص توسعه داده شده و مزیت آن در الگوریتم جدید طراحی مبدل‌های فشرده، نشان داده شده است.

## علائم و نشانه‌ها

A: سطح انتقال حرارت  $m^2$  $A_C$ : سطح آزاد جریان  $m^2$  $C_p$ : ظرفیت حرارتی سیال  $J/kg \cdot ^\circ C$  $d_h$ : قطر هیدرولیکی m

f: ضریب اصطکاک سیال در لوله

 $h_t$ : ضریب انتقال حرارت سیال  $W/m^2 \cdot K$ 

J: فاکتور حرارتی کلبرن

K: ضریب هدایت حرارتی  $W/m \cdot K$ 

L: طول مبدل m

m: شدت جریان جرمی kg/s

P: توان پمپ W

P.I: شاخص عملکرد (Performance Index)

Q: بار حرارتی W

Re: عدد رینولدز

 $R_{opp}$ : مقاومت‌های حرارتی mK/w

St: عدد استانتون

U: ضریب سرتاسری انتقال حرارت  $W/m^2 \cdot K$ V: حجم مبدل  $m^3$ 

## علائم یونانی

 $\Delta P_t$ : افت فشار  $[N/m^2]$  $\Delta t$ : تغییرات درجه حرارت سیال در نقاط ترمینالها  $[^\circ C]$  $\Delta T_o$ : اختلاف دمای سرتاسری  $[^\circ C]$  $\Delta T$ : اختلاف دمای فیلمی  $[^\circ C]$  $\rho$ : دانسیته سیال  $[kg/m^3]$  $\mu$ : گرانروی سیال  $[kg/m \cdot s]$  $\delta$ : Plate Spacing [mm]

## منابع

- [1] L.Wang, B. Sunden, "Optimal Design of Plate Heat Exchangers with and Without Pressure Drop Specifications", *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 295-311
- [2] L.Wang, "Performance Analysis and Optimal Design of Heat Exchangers and Heat Exchanger Networks", *Doctoral Thesis, Lund Institute of Technology, Sweden, 2001.*
- [3] M. Nunez, G.T. Polley, E. Reyes, A. Munoz, "Surface Selection and Design of Plate Fin Heat Exchangers", *Applied Thermal Engineering* 19 (1999) 917-931
- [4] W.M. Kays, A.L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3<sup>rd</sup> ed. McGraw-Hill, 1984.
- [5] M.A. Taylor, "Plate-Fin Heat Exchangers: Guide to Their Specification and Use", 1<sup>st</sup> ed., HTFS, Harwell, 1987.
- [6] R.K. Shah, "Plate-Fin and Tube-Fin Heat Exchangers Design Procedures", in: R.K. Shah, E.C. Subbarao, R.A. Mashelkar (Eds.), "Heat Transfer Equipment Design, Publishing Corporation", Washington, DC, 1988, pp. 255-265.
- [7] R.K. Shah, "Compact Heat Exchanger Surface Selection, Optimization and Computer-Aided Thermal Design", in; S. Kakac, R.K. Shah, A.B. Bergles (Eds.), *Lkew Number Flow Heat Exchangers*, Hemisphere New York, (1983), pp. 845-874.
- [8] G.T. Polley, M.H. Panjeh-Shahi, M. Picon-Nunez, "Rapid Design Algorithms for Shell-and-Tube and Compact Heat Exchangers", *Trans. IChem E* 69, (Part) A (1991) 435-444.
- [9] R.K. Shah, "Compact Heat Exchanger Selection Methods, Advances in Compact Heat Exchanger Technology and Design Theory". 6<sup>th</sup> Int. Heat Transfer Conf., Toronto, Canada . Hemisphere, New York, (1982), pp. 193-199.
- [10] T.A. Cowell, "A General Method for the Comparison of Heat Transfer Surfaces", *J. Heat Transfer* 112 (1990) 288-294.
- [11] G.T. Polley, C.M. Reyes-Athie, M. Gough, "Use of Heat Transfer Enhancement in Process Integration", in *Heat Recovery Systems and CHP* 12 (3) (1992) 191-202.
- [12] J.F. Campbell, W.M. Roshnow, "Gas Turbine Regenerators: a Method for Selecting the Optimum Plate-Sinned Surface Pair for Minimum Core Volume", *Int. J. Heat Mass Transfer* 35 912 (1992) 3441-3450.
- [13] E.M. Smith, "Direct thermal Sizing of Plate-fin Heat Exchangers", in: *Proceedings of the 10<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference, Brighton, UK, (1994)*, pp. 55-66.
- [14] M.R. Jafari Nasr, A. T. Zoghi, H. R. Khakadaman, *Performance Evaluation of Heat Transfer Enhancement in Heat Exchanger Design*, Tahghigh, No 43. (2002)
- [15] M. R. Jafari Nasr and A. T. Zoghi, *Tahghigh*, Vol.11, No2. (2001).
- [16] A. Bejan A. "Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow" John Wiley & Sons, New York, NY, (1982).
- [17]. A. P. Bejan, *ad Letters in Heat and Mass Transfer*, Vol. 7, (1980) 97.
- [18] M.J. Gough., J.V.Rogers. and C.M.B.Russel, HTFS RS417, 134 (1982) 123-134.
- [19] P.B.E.Kumar, "Heat Transfer in Vertical Tubes with Coiled Wire Turbulence Promoters", M.Sc. Thesis, Dept. of Mech. Eng., McMaster University, (1968).
- [20] G. T. Polley and Dominique, "Optimal Tube Bundle Geometries", *Proceedings of 10<sup>th</sup> Int. Heat Transfer Conf., Brighton, IChemE, (1994).*
- [21] J.W.Smith, R.A.Geowen, and M.E. Charles, *Chem.Eng. Sci.*, 23 (1968) 751-758-1968.
- [22] V. Walker and 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).*

- [23] R.L. Webb, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 24 (1981) 715-726.
- [24] M.R. Jafari Nasr, G. T. Polley, A. T. Zoghi, "Performance Evaluation of Heat Transfer Enhancement". CHISA, Praque, (2002).