

# طراحی مبدل‌های حرارتی پوسته-لوله مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستا

محمد رضا جعفری نصر<sup>\*</sup>، هاله لطفعلی نژاد

تهران، دانشکده فنی و مهندسی، واحد علوم و تحقیقات دانشگاه آزاد اسلامی

پیام نگار: nasrmrj@ripi.ir

## چکیده

امروزه روش‌های کاربردی نوینی برای بهبود عملکرد و افزایش بازدهی مبدل‌های حرارتی پوسته-لوله توسعه یافته است. یکی از این روش‌ها نصب دستگاه‌های اختلاط ایستا<sup>۱</sup> در داخل لوله‌های مبدل حرارتی پوسته-لوله است. در این مقاله با ارائه شیوه‌ای جدید، طراحی مبدل‌های حرارتی لوله‌ای مجهز به انواع دستگاه‌های اختلاط ایستا مورد بررسی قرار گرفته است. مزایا و شرایط استفاده از هر یک از انواع این تجهیزات برای سرعت جریان‌های مختلف سمت لوله به کمک چند مثال ساده مطالعه و نتایج ناشی از نحوه طراحی و تأثیر استفاده از روابط متفاوت انتقال گرما و هیدرولیک در این روش مقایسه شده است. نتایج بررسی نشان می‌دهند که المنت‌های کنیکس و SMV دارای حداقل سطح انتقال گرما می‌باشند. به منظور جبران افزایش فشار ناشی از افزودن این تجهیزات، موضوع امکان کاهش تعداد گذر(پاس) در طراحی مبدل حرارتی مورد تحلیل قرار گرفته و نتایج آن بخوبی برای مهندسان طراح روشن و قابل تصمیم‌گیری است.

کلمات کلیدی: مبدل حرارتی پوسته و لوله، دستگاه اختلاط ایستا، تعداد پاس در لوله، روش بل-دلاور، روش کرن،

الگوریتم طراحی سریع

## ۱- مقدمه

مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله به دلیل کاربرد گسترده در صنایع مختلف و ساختمان ساده و امکان بکارگیری در ظرفیت‌های حرارتی مختلف همواره دارای اهمیت و مورد توجه محققین بوده‌اند [۱]. یکی از راه‌های افزایش بازدهی آنها نصب برخی تجهیزات نظیر دستگاه‌های اختلاط ایستا به داخل لوله‌های آنها است. اگرچه این تجهیزات دارای انواع و گونه‌های مختلفی هستند اما این مقاله به بررسی طراحی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستا محدود شده است. در این راستا

المنت‌های نوع کنیکس، سولزر SMX و SMXL و SMV که از معروفترین انواع این دسته‌اند، انتخاب و مورد بررسی قرار گرفته‌اند [۲، ۳].

به منظور جلوگیری از فرایندهای متداول طولانی حدس و خطا در این بررسی از روش الگوریتم سریع طراحی (RDA) استفاده شده است. الگوریتم فوق می‌تواند بر اساس معادلات افت فشار و انتقال گرمای داده شده توسط کرن<sup>۲</sup> و یا بل-دلاور<sup>۳</sup> که از قدیمی‌ترین روشهای طراحی محسوب می‌شوند، ارائه گردد. لازم به یادآوری است که معادلات داده شده در روش کرن، از آنجایی که بیشتر

2. Kern  
3. Bell-Delaware

1. Static Mixer

می‌کند. فلسفه و روش کلی این طراحی به این صورت است که تلاش می‌گردد تا یک رابطه میان ضریب انتقال گرما و افت فشار و سطح انتقال گرما به صورت زیر ایجاد شود به طوری که:

$$\begin{cases} h_t = f(V_t) \\ \Delta P_t = f(V_t) \end{cases} \quad (1)$$

$$\Delta P_s = f(h_s) \Rightarrow V_s \text{ را حذف و } A \text{ را به معادلات اضافه می‌گردد.}$$

$$\begin{cases} h_s = f(V_s) \\ \Delta P_s = f(V_s) \end{cases} \quad (2)$$

توضیح اینکه با داشتن روابط افت فشار و عدد ناسلت درون لوله و پوسته با جایگذاری عدد رینولدز سعی می‌شود تا رابطه ای بر حسب سرعت بدست آید. سپس با داشتن روابط مربوط به سطح که بر اساس سرعت بدست آمده‌اند سرعت را بین روابط انتقال گرما و افت فشار حذف کرده و در نهایت رابطه ای بر حسب سطح بدست می‌آید. با حل همزمان معادلات زیر و حل معادله غیرخطی نهایی از روش نیوتن-رافسون می‌توان یک مبدل را طراحی و سطح انتقال گرما، ضرایب انتقال گرما، طول مبدل، تعداد لوله‌ها و سایر مشخصات هندسی مبدل را محاسبه کرد.

$$\begin{cases} Q = UA F_T \Delta T_{LM} \\ \frac{1}{U} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + R_D \\ \Delta P_t = K_{pt} A h_t^n \\ \Delta P_s = K_{ps} A h_s^m \end{cases} \quad (3)$$

در معادلات فوق مقادیر n برحسب معادلات نیمه تجربی داده شده از منابع معتبر برای هریک از انواع دستگاه‌های اختلاط ایستا و m بر حسب رابطه سمت پوسته معلوم می‌باشند و فقط با انتخاب مقادیری برای قطر لوله (d<sub>i</sub>, d<sub>o</sub>) و معلوم بودن خصوصیات ترمودینامیکی و فیزیکی سیال می‌توان به طراحی سریع یک مبدل حرارتی (پوسته-لوله) که به وسایل اختلاط ایستا مجهز شده‌اند، دست یافت.

پارامترهای طراحی را در قالب یک رابطه ثابت و ساده در می‌آورند، در نهایت با میزان خطای زیادی در محاسبات نسبت به مقایسه تجربی مواجه می‌شوند، ولی هم چنان به دلیل سادگی محاسبات از آنها به عنوان یک روش ساده و مناسب استفاده می‌شود. این در حالیست که برعکس در روش بل-دلاور، داده‌های مختلف مرتبط با پدیده‌های حرارتی و هیدرولیکی هر کدام با دقت و با جزئیات بیشتری در طراحی در نظر گرفته شده‌اند و هر کدام جداگانه محاسبه و اصلاح میشوند. در این روش تأثیر پارامترهای طراحی به صورت جداول و اعداد تجربی بیان شده‌اند و در نتیجه روش بل-دلاور، نسبت به روش کرن، بسیار دقیق‌تر شده است [5]. در این مقاله، بعد از ارائه روابط افت فشار عمومی [6]، ارتباط بین افت فشار، سطح و ضریب انتقال گرمای مبدل بر پایه روابط روش کرن و بل - دلاور با استفاده از «الگوریتم طراحی سریع» توسعه داده شده است.

## ۲- روابط روش الگوریتم طراحی سریع

الگوریتم طراحی سریع مبدل یکی از شیوه‌های طراحی مبدلهای حرارتی به شمار می‌رود که در آن علاوه بر حذف هرگونه حدس و خطا و تکرار و تغییر در هندسه مبدل، منجر به دستیابی سریع به نتایج بهینه طراحی نیز میگردد. همانطور که می‌دانیم محاسبه ضریب انتقال گرما و افت فشار جزء اصلی‌ترین بخشهای طراحی به شمار می‌روند، به همین دلیل در طراحی یک مبدل، طراحان اصول زیر را رعایت می‌کنند:

یک افت فشار مجاز برای مبدل با توجه به شرایط فرایندی موجود در نظر گرفته می‌شود، بطوری که اگر میزان این افت فشار بیش از حد معمول باشد دستگاه مرتعش می‌گردد و به پمپ‌ها نیز فشار آورده می‌شود. اگر این افت فشار خیلی پایین‌تر از حد مجاز باشد با کاهش ضریب انتقال گرما روبرو خواهیم بود، بنابراین:

$$\begin{cases} \Delta P_t < \Delta P_t(allowable) \\ \Delta P_s < \Delta P_s(allowable) \end{cases}$$

روش طراحی سریع ارتباط تنگاتنگی میان ضریب انتقال گرما در پوسته و لوله با میزان ماکزیمم افت فشارهای مجاز یک مبدل بیان

### ۳- آلوگوریتم طراحی مبدل حرارتی با استفاده از روش RDA

آلوگوریتم طراحی مبدل‌های حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستا در برنامه متلب با استفاده از روش RDA به صورت زیر می‌باشد:

۱- وارد کردن شرایط فرایند و خواص فیزیکی و رسوب گرفتگی برای سیالات داخل لوله و پوسته و اطلاعات مربوط به هندسه سیستم و آرایش‌های مربعی و مثلثی با زوایای مختلف و انجام محاسبات مربوط به آنها

۲- محاسبه دو فاکتور  $R, P$

۳- وارد کردن  $F$  مناسب با توجه به مقادیر  $R, P$  و جداول مربوط

۴- محاسبه  $Q$  و  $LMTD$

۵- محاسبه مقادیر  $K_p, K_h, K_0$  و  $V_0$

۶- محاسبه مقادیر  $K_{pt}$

۷- محاسبه مقادیر  $K_s$

۸- محاسبه مقدار  $K_{ps}$

۹- بدست آوردن ضریب انتقال گرمای سمت لوله بر مبنای روش کرن یا (بل - دلاور)

۱۰- ضریب انتقال گرمای حاصل از مرحله قبل به صورت خودکار به عنوان حدس اولیه برای حل همزمان دستگاه معادلات RDA انتخاب می‌شود.

۱۱- معادلات دستگاه (۳) به صورت همزمان حل می‌شوند.

۱۲- ضریب انتقال گرمای سمت لوله از حل همزمان معادلات حاصل می‌شود.

۱۳- محاسبه مقادیر سطح و ضریب انتقال گرمای سمت پوسته و کلی

۱۴- نمایش مقادیر ضریب انتقال گرمای سمت لوله و پوسته و سطح و متوسط دمای لگاریتمی

در داخل لوله: در این بررسی روش الگوریتم طراحی سریع برای شرایطی که درون لوله‌های مبدل دستگاه‌های اختلاط ایستا از نوع کنیکس و سولرز SMV, SMXL, SMX قرار می‌گیرند تدوین شده است و همچنین به منظور مقایسه نحوه عملکرد این المنت‌ها عملکرد مبدل حرارتی عاری از دستگاه اختلاط ایستا نیز نشان داده شده است. در این بخش پس از معرفی معادلات عملکردی ارائه شده توسط محققین برای هر یک از دستگاه‌های اختلاط ایستا از

آن‌ها برای بدست آوردن روابط حاکم بر آلوگوریتم سریع طراحی بهره گرفته‌ایم [۷ و ۸]. ارتباط بین افت فشار و ضریب انتقال گرما در داخل لوله مجهز به المنت‌های حلزونی کنیکس با استفاده از معادله ضریب اصطکاک جوشی و معادله ضریب انتقال گرمای سیستم به فرم رابطه (۴) بیان می‌شود.

$$f = 30.3 \text{Re}^{-0.488} \alpha_{sm}^{-1.04}$$

$$\text{Nu} = 4(\text{RePr})^{1/3} \alpha_{sm}^{-1.3}$$

$$\Delta P_t = Kp_t \times A \times h_t^{7.53}$$

$$Kp = 2 \times 30.3 \times \left(\frac{\rho d_i}{\mu}\right)^{-0.488} \times \left(\frac{\rho}{d}\right) v \alpha_{sm}^{-1} \quad (4)$$

$$K_n = 4 \times \left(\frac{k_t}{d_i}\right) \left(\frac{\rho d_i}{\mu}\right)^{1/3} \times \text{Pr}^{1/3} \times \alpha_{sm}^{-1.04}$$

$$Kp_t = Kp \left(\frac{d_i^2}{4d_o v_o}\right) \left(\frac{1}{k_n^{7.53}}\right)$$

ارتباط بین افت فشار و ضریب انتقال گرما در داخل لوله مجهز به المنت‌های سولرز SMX با استفاده از معادله ضریب اصطکاک لی و معادله ضریب انتقال گرمای سیبولسکی و وارنر با توجه به شرایط معادلات برای اعداد رینولدز بزرگتر از ۱۰۰۰ به فرم رابطه (۵) بیان می‌شود.

$$f = 12 \text{Re}^{-0.25} \quad \text{Re} > 1000$$

$$\text{Nu} = 2.6 \text{Re}^{0.36} \text{Pr}^{0.36} \quad 1000 < \text{Re} < 100000$$

$$\Delta P_t = Kp_t \times A \times h_t^{7.65}$$

$$Kp = 2 \times 12 \times \left(\frac{\rho d_i}{\mu}\right)^{-0.25} \times \frac{\rho}{d_i} \quad (5)$$

$$K_n = 2.6 \times \left(\frac{k_t}{d_i}\right) \left(\frac{\rho d_i}{\mu}\right)^{0.36} \text{Pr}^{0.36}$$

$$Kp_t = Kp \left(\frac{d_i^2}{4d_o v_o}\right) \left(\frac{1}{k_n^{7.65}}\right)$$

ارتباط بین افت فشار و ضریب انتقال گرما در داخل لوله مجهز به المنت‌های سولرز SMXL با استفاده از معادله ضریب اصطکاک کالبیتز و بهنت<sup>۱</sup> و معادله ضریب انتقال گرمای سیبولسکی و وارنر با توجه به شرایط معادلات برای اعداد رینولدز بین ۱۰۰۰ تا ۵۰۰۰ به فرم رابطه (۶) بیان می‌شود.

1. Kalbitz & Bohnet

بل- دلاور توصیه می‌شود [9].

$$\Delta P_s = K_s \cdot A \cdot h_s^{5.1} \quad K_s = \frac{K_2 K_3}{K_1^{5.1} M_s} \quad \text{کرن:}$$

$$K_1 = 0.364 \left[ \frac{K}{de} \right] \left[ \frac{\rho de}{\mu} \right]^{0.55} Pr^{1/3}$$

$$K_2 = 0.895 \left[ \frac{\rho}{de} \right] \left[ \frac{\rho de}{\mu} \right]^{-0.191} \phi \quad (8)$$

$$K_3 = \frac{4P_t(P_t - d_o)\rho}{\pi^2 d_o}$$

بررسی یک مثال: یک مبدل حرارتی پوسته و تک لوله را در نظر گرفته ایم که افت فشار مجاز سمت پوسته آن ۳۵kPa در نظر گرفته شده و مبدل تماماً از فولاد ضد زنگ ساخته شده است، خواص فیزیکی و دیگر اطلاعات مربوط به سیالات مصرفی در مبدل حرارتی در جدول (۱) آمده است [۱۰].

در شکل‌های (۱) تا (۳) به ترتیب سطح انتقال گرمای مبدل در شرایطی که دستگاه‌های اختلاط ایستای متفاوت در لوله‌ها نصب شده‌اند و برای شرایط ساده در افت فشارهای کمتر از ۱/۵ بار در سه عدد رینولدز ۱۰۰۰، ۳۰۰۰ و ۵۰۰۰ بررسی شده است. مشاهده می‌شود در اعداد رینولدز مختلف جریان مبدل‌های حرارتی دارای المنت‌های کنیکس و SMV دارای حداقل سطح می‌باشند و با افزایش افت فشار میزان سطح مورد نظر کاهش می‌یابد. برای المنت‌های SMX و SMXL در افت فشارهای بالاتر سطح انتقال گرمای مبدل‌های حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستا برابر و در مواردی بیشتر از مبدل‌های حرارتی خالی است ولی در افت فشارهای پایین‌تر هر دوی آنها سطح انتقال گرمای کمتری خواهند داشت. در هر پنج حالت در جریان آرام در عدد رینولدز ۱۰۰۰ و برای سیالات گرانبه‌تر گرما با افزایش افت فشار سطح انتقال گرمای مبدل خود می‌رسد.

$$f = 1.1 Re^{-0.5} \quad 20 < Re < 5000$$

$$Nu = 0.98 Re^{0.38} Pr^{0.38} \quad 1000 < Re < 100000$$

$$\Delta P_t = Kp_t \times A \times h_t^{6.57}$$

$$Kp = 2 \times 1.1 \times \left( \frac{\rho d_i}{\mu} \right)^{-0.5} \frac{\rho}{d_i} \quad (6)$$

$$K_n = 0.98 \times \left( \frac{k_i}{d_i} \right) \left( \frac{\rho d_i}{\mu} \right)^{0.38} Pr^{0.38}$$

$$Kp_t = Kp \left( \frac{d_i^2}{4d_o v_o} \right) \left( \frac{1}{k_n^{6.75}} \right)$$

ارتباط بین افت فشار و ضریب انتقال گرما در داخل لوله مجهز به المنت‌های سولرز SMV با استفاده از معادله ضریب اصطکاک ترون و معادله ضریب انتقال گرمای سیبولسکی و وارنر با توجه به شرایط معادلات برای اعداد رینولدز بین ۱۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ به فرم رابطه (۷) بیان می‌شود.

$$f = 2 Re^{-0.25} \quad 500 < Re < 20000$$

$$Nu = 2 Re^{0.4} Pr^{0.4} \quad 1000 < Re < 100000$$

$$\Delta P_t = Kp_t \times A \times h_t^{6.875}$$

$$Kp = 2 \times 2 \times \left( \frac{\rho d_i}{\mu} \right)^{-0.25} \frac{\rho}{d_i} \quad (7)$$

$$K_n = 0.98 \times \left( \frac{k_i}{d_i} \right) \left( \frac{\rho d_i}{\mu} \right)^{0.4} Pr^{0.4}$$

$$Kp_t = Kp \left( \frac{d_i^2}{4d_o v_o} \right) \left( \frac{1}{k_n^{6.875}} \right)$$

حال می‌توان هر یک از روابط (۴) تا (۷) را به جای معادله سوم در حل همزمان معادلات به کار برد.

سمت پوسته: روابط بیان شده توسط کرن و بل- دلاور برای بدست آوردن ارتباط بین ضریب انتقال گرما و افت فشار در پوسته استفاده می‌شوند و به جای معادله چهارم در حل همزمان معادلات به کار می‌روند. اگر سادگی محاسبات مدنظر طراح باشد استفاده از روش کرن و اگر دقت محاسبات مدنظر طراح باشد استفاده از روش

جدول ۱- اطلاعات صورت مسأله

$t_{out} (^{\circ}C)$	$t_{in} (^{\circ}C)$	فاکتور رسوب $\left( \frac{m^2 K}{W} \right)$	$k \left( \frac{W}{mK} \right)$	$\mu (Pa.s)$	$Cp \left( \frac{J}{kg.K} \right)$	$\rho \left( \frac{kg}{m^3} \right)$	(سیال / مسیر)
۳۴	۴	۰/۰۰۰۰۲۴	۰/۵۴۹	۰/۰۰۲۴۷۵	۳۹۳۰	۱۰۱۸	(شیر/ لوله)
۲۹/۵	۵۰	۰/۰۰۰۰۳۳۱۵	۰/۶۳۱	۰/۰۰۰۶۷۷۵	۴۱۸۰	۹۹۰/۵	(آب/ پوسته)

جدول ۲- نتایج حاصل از حل مثال مرجع [۱۰]

نتایج	تعداد پاس لوله	قطر لوله (m)	نوع المنت	Re	سطح (m <sup>2</sup> )
L.H Costa.A	۴	۰/۳۱۷۵	لوله خالی	۵۸۴۲۱	۲۴/۶۳
برنامه کرن	۴	۰/۳۱۷۵	لوله خالی	۵۸۴۲۱	۲۲/۵۰
برنامه کرن	۴	۰/۳۱۷۵	کنیکس AR=۱/۵	۵۸۴۲۱	۲۷/۶۸
برنامه کرن	۴	۰/۳۱۷۵	سولزر SMX	۵۸۴۲۱	۲۹۹۷

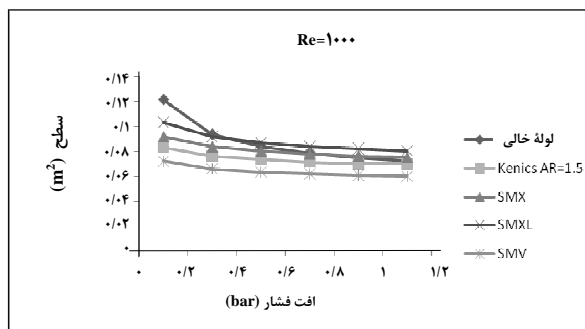
جدول ۳- نتایج حاصل از حل مثال مرجع [۱۰]

نتایج	تعداد پاس لوله	قطر لوله (m)	نوع المنت	Re	سطح (m <sup>2</sup> )
Kara & Guras	۲	۰/۰۱۵۸۸	لوله خالی	۱۳۵۲۸	۱۹/۶۰
برنامه کرن	۲	۰/۰۱۵۸۸	لوله خالی	۱۳۵۲۸	۱۹/۷۴
برنامه کرن	۲	۰/۰۱۵۸۸	کنیکس AR=۱/۵	۱۳۵۲۸	۲۲/۰۲
برنامه کرن	۲	۰/۰۱۵۸۸	سولزر SMX	۱۳۵۲۸	۲۳/۴۵
برنامه کرن	۲	۰/۰۱۵۸۸	سولزر SMV	۱۳۵۲۸	۲۰/۹۳

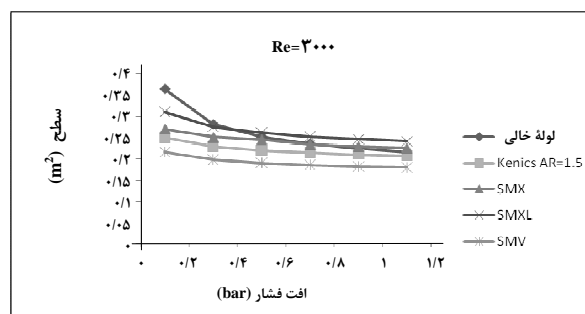
جدول ۴- نتایج حاصل از حل مثال مرجع [۱۰]

نتایج	تعداد پاس لوله	قطر لوله (m)	نوع المنت	Re	سطح (m <sup>2</sup> )
Andre Costa	۱	۰/۰۱۵۸۷	لوله خالی	۱۵۲۴۱	۲۲۷/۴
برنامه کرن	۱	۰/۰۱۵۸۷	لوله خالی	۱۵۲۴۱	۱۷۸/۴۷
برنامه کرن	۱	۰/۰۱۵۸۷	کنیکس AR=۱/۵	۱۵۲۴۱	۱۸۷/۱۵
برنامه کرن	۱	۰/۰۱۵۸۷	سولزر SMX	۱۵۲۴۱	۱۹۵/۳۱
برنامه کرن	۱	۰/۰۱۵۸۷	سولزر SMV	۱۵۲۴۱	۱۷۹/۲۷

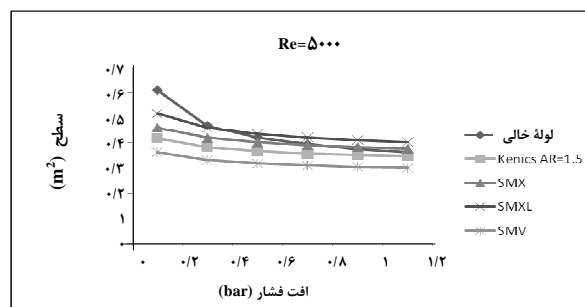
حال به بررسی تأثیر تعداد پاس‌ها در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله ساده و مجهز به دستگاه اختلاط ایستا پرداخته می‌شود و همچنین تأثیر کاهش تعداد پاس در لوله و افزودن تجهیزات داخلی



شکل ۱- سطح انتقال گرمای مبدل‌های مختلف در عدد رینولدز ۱۰۰۰



شکل ۲- سطح انتقال گرمای مبدل‌های مختلف در عدد رینولدز ۳۰۰۰



شکل ۳- سطح انتقال گرمای مبدل‌های مختلف در عدد رینولدز ۵۰۰۰

در جدول‌های (۲) تا (۴) نتایج حاصل از اجرای برنامه با توجه به محدودیت‌های عدد رینولدز و الگوریتم طراحی سریع برای مثال‌های ذکر شده در مرجع [۱۱] آمده است. همانطور که مشاهده می‌شود در جریان درهم و افت فشار بالا حداقل سطح انتقال گرما مربوط به مبدل‌های حرارتی با لوله‌های ساده است زیرا مبدل‌های حرارتی مجهز به دستگاه اختلاط ایستا در اعداد رینولدز پایین‌تر در مقایسه با لوله‌های ساده عملکرد بهتری دارند و در افت فشارها و اعداد رینولدز بالا عملکردی مشابه و گاه ضعیف‌تری از خود نشان می‌دهند.

کنارگذر مختلف در مورد مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله از رابطه (۹) بدست می‌آید.

$$h_s = h_{id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s \quad (9)$$

که  $h_{id}$  ضریب انتقال گرمای مربوط برای جریان عبوری از دسته لوله است.  $J_c$ : فاکتور تصحیح برای برش بافل و فاصله بافل‌ها می‌باشد.  $J_l$ : فاکتور تصحیح برای تأثیر نشتی‌های بافل که شامل جریانهای A و E می‌شود و نشتی‌های لوله به بافل و پوسته به بافل را شامل می‌شود.  $J_b$ : فاکتور تصحیح برای تأثیر جریان‌های کنارگذر به دلیل فاصله بین خارجی‌ترین لوله‌ها و جداکننده‌های پوسته و لوله (جریان‌های C و F) می‌باشد.  $J_s$ : فاکتور تصحیح برای فواصل جایگذاری بزرگ در ورودی و خروجی در مقایسه با بافل‌های میانی می‌باشد.  $J_r$ : در مواقعی که عدد رینولدز سمت پوسته  $Re_s$  کمتر از ۱۰۰ باشد استفاده می‌شود. مشابه انتقال گرمای سمت پوسته، افت فشار سمت پوسته نیز تحت تأثیر جریان‌های کنارگذر و نشتی مختلف بیان شده در قسمت قبل تغییر می‌کند. افت فشار سمت پوسته  $\Delta P_s$  از سه قسمت: (۱) افت فشار بخش مرکزی  $\Delta P_{cr}$ ، (۲) افت فشار سطح پنجره  $\Delta P_w$  و (۳) افت فشار بخش‌های ورودی و خروجی سمت پوسته  $\Delta P_{i-o}$  تشکیل می‌شود و به صورت رابطه (۱۰) بیان می‌شود. افت فشار ایده آل در بخش مرکزی  $(\Delta P_{b,id})$  با در نظر گرفتن شرایط جریان ایده آل از دسته لوله‌ها بدست می‌آید و بنابراین باید برای جریان‌های نشتی و کنارگذر موجود اصلاح شود.

$$\Delta P_s = \Delta P_{cr} + \Delta P_w + \Delta P_{i-o} = [(N_b - 1) \Delta P_{b,id} R_{b1} + N_b \Delta P_{w, id} J R + 2 \Delta P_{b, id} (1 + \frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}) R_b R_s] \quad (10)$$

فاکتورهای تصحیح بیان شده در رابطه (۱۰) افت فشار ایده‌آل را ۲۰ تا ۳۰ درصد کاهش می‌دهد.

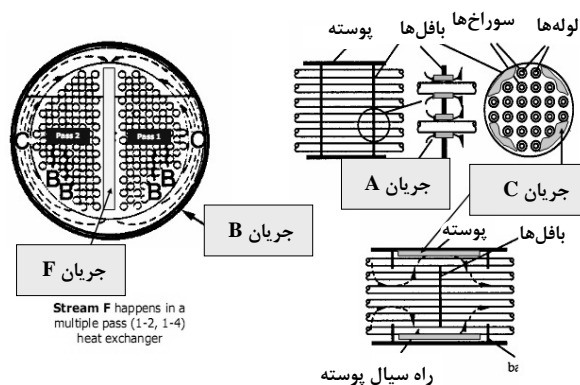
$R_1$ : فاکتور تصحیح برای جریان‌های نشتی لوله به بافل و بافل به پوسته (جریان‌های A و E) می‌باشد.  $R_b$ : فاکتور تصحیح برای جریان کنارگذر F و C که از نظر واحد با  $J_b$  متفاوت است و  $R_s$ : فاکتور تصحیح برای بخش‌های ورودی و خروجی که دارای فاصله بافل متفاوتی از بافل‌های میانی می‌باشند.

به لوله ساده مورد مقایسه قرار می‌گیرد. در جدول (۵) نتیجه حل مثال کارا و گوراراس<sup>۱</sup> با شرایط افت فشار (هزینه عملیاتی) یکسان اما در صورت کاهش تعداد پاس به یک بیان شده است. همانطور که انتظار می‌رفت در مواردی که در لوله‌های ساده تعداد پاس‌ها را کاهش داده و به جای آن از تجهیزات ایستا استفاده شود سطح انتقال گرما از حالت قبل کمتر خواهد شد. البته تأثیر نوع المنت نیز دیده می‌شود و سطح انتقال گرما برای تمام المنت‌ها به جز المنت SMX در حالت اول کمتر است، بنابراین علاوه بر تغییر پاس نوع دستگاه اختلاط نیز در تعیین میزان سطح بهینه طراحی مبدل مؤثر است.

جدول ۵- نتایج حل مثال کارا و گوراراس با یک پاس

مبدل حرارتی	$ET$ سطح ( $m^2$ )	$Kentex$ سطح ( $m^2$ )	$SMX$ سطح ( $m^2$ )	$SMV$ سطح ( $m^2$ )
پاس ۱	-----	۱۹/۳۰	۲۰/۵۱	۱۸/۳۸
پاس ۲	۱۹/۷۴	-----	-----	-----

بل- دلاور: در صورت استفاده از بافل‌ها در محاسبات قسمت پوسته باید تأثیر جریان‌های نشتی مختلف (جریان A و E در شکل (۴)) و جریان‌های کنارگذر (جریان C و F در شکل (۴)) را علاوه بر جریان اصلی B عبوری از دسته لوله‌ها در محاسبات ضریب انتقال گرما و افت فشار در نظر گرفت.



شکل ۴- جریان‌های اصلی و نشتی در مبدل‌های حرارتی بافل‌دار

در روش بل- دلاور ضریب انتقال گرمای سمت پوسته  $h_s$  پس از تصحیح ضریب گرمای حرارت ایده آل  $h_{id}$  برای جریان‌های نشتی و

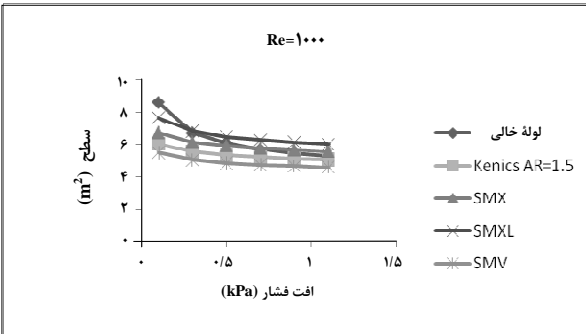
1. Kara & Guraras

$$\Delta P_s = (K_{s1}A + K_{s2})h_s^2$$

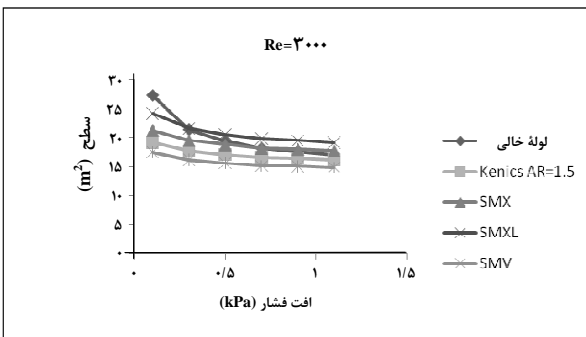
$$K_{s1} = \frac{(1 + 0.3N_{r,cw})\rho_s + R_i + 2f_i\rho_s N_{r,cc} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{-0.14} R_i R_b}{\pi D_r N_r L_{b,c}} \times [j_n \frac{k_s \rho_s}{\mu_s} \left(\frac{Cp_s \mu_s}{K_s}\right)^{1/2} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{0.14} \times J_i J_b J_r J_s J^2] \quad (11)$$

$$K_{s2} = \frac{2f_i \rho_s N_{r,cc} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{-0.14} \left(\frac{1 + N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right) R_b R_s - (1 + 0.3N_{r,cw})\rho_s R_l - 4f_i \rho_s N_{r,cc} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{-0.14} R_l R_b}{[j_n \frac{k_s \rho_s}{\mu_s} \left(\frac{Cp_s \mu_s}{K_s}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{-0.14} \times J_i J_b J_r J_s J^2]}$$

و SMXL برابر و در مواردی بیشتر از مبدلهای حرارتی خالی است ولی در افت فشارهای پایین تر تمام آنها سطح انتقال گرمای کمتری دارند.



شکل ۵- سطح انتقال گرمای مبدلهای مختلف در عدد رینولدز ۱۰۰۰



شکل ۶- سطح انتقال گرمای مبدلهای مختلف در عدد رینولدز ۳۰۰۰

### ۳-۱ بررسی یک مثال

یک مبدل حرارتی پوسته و لوله دو پاس در نظر گرفته شده است. بطوریکه افت فشار مجاز سمت پوسته آن Pa برابر ۱۰۶۰۲ است و مبدل تماماً از جنس کربن استیل ساخته شده است. خواص فیزیکی و دیگر اطلاعات مربوط به سیالات مصرفی در مبدل حرارتی در جدول (۶) آمده است [۱۲ و ۱۳].

در این بخش پس از حل مسئله نتایج به صورت نمودارهای مختلف بیان شده است و برای بررسی میزان دقت عملکرد برنامه، نتایج حاصل از آن با برخی مسائل موجود در مقالات مقایسه شده است. به علاوه میزان تأثیر وجود پاس و تجهیزات ایستا نیز بررسی شده‌اند. در شکل‌های (۵) تا (۷) به ترتیب سطح انتقال گرمای مبدل در شرایطی که دستگاه‌های اختلاط ایستای متفاوت در لوله‌ها نصب شده‌اند و برای شرایط لوله ساده در افت فشارهای کمتر از ۱/۵ کیلو پاسکال در سه عدد رینولدز ۱۰۰۰، ۳۰۰۰ و ۵۰۰۰ بررسی شده است. همانطور که مشاهده می‌شود در اعداد رینولدز مختلف مبدلهای حرارتی دارای المنت‌های کنیکس و SMV دارای حداقل سطح می‌باشند و با افزایش افت فشار میزان سطح مورد نظر کاهش می‌یابد، و در افت فشارهای بالاتر سطح انتقال گرمای مبدلهای حرارتی مجهز به المنت اختلاط SMX

جدول ۶- اطلاعات صورت مسأله

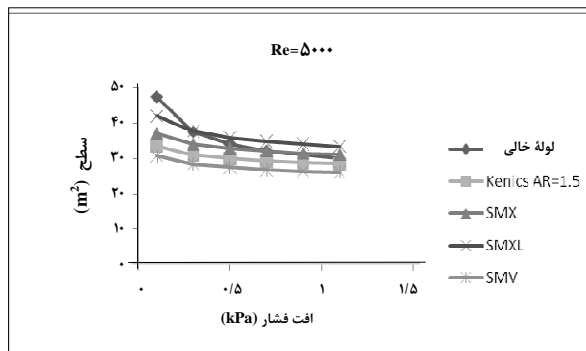
$t_{out} (^{\circ}C)$	$t_{in} (^{\circ}C)$	فاکتور رسوب $\left(\frac{m^2 K}{W}\right)$	$k \left(\frac{W}{mK}\right)$	$\mu (Pa.s)$	$Cp \left(\frac{J}{kg.K}\right)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	(سیال / مسیر)
۴۰	۱۷	۰,۰۰۰۱۷۶	۰,۶۱۵	۰,۰۰۰۸۲۷	۴۱۷۸	۹۹۶	سیال (سرد) لوله
۵۳,۲۲	۶۷	۰,۰۰۰۱۷۶	۰,۶۵۴	۰,۰۰۰۴۶۵	۴۱۸۵	۹۸۳	سیال (گرم) پوسته

جدول ۸- نتایج حاصل از حل مثال مرجع [۱۳]

نتایج	تعداد پاس لوله	قطر لوله (m)	نوع المنت	Re	سطح (m <sup>2</sup> )
ی. علی کارا	۲	۰/۰۱۵۸۸	لوله خالی	۴۶۳۰/۹	۳۸/۲
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۵۸۸	لوله خالی	۴۶۳۰/۹	۲۸/۲
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۵۸۸	کنیکس AR=۱,۵	۴۶۳۰/۹	۲۶/۵۴
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۵۸۸	سولزر SMX	۴۶۳۰/۹	۲۹/۰۴
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۵۸۸	سولزر SMXL	۴۶۳۰/۹	۳۱/۳۹
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۵۸۸	سولزر SMV	۴۶۳۰/۹	۲۴/۳۵

جدول ۹- نتایج حاصل از حل مثال مرجع [۱۲]

نتایج	تعداد پاس لوله	قطر لوله (m)	نوع المنت	Re	سطح (m <sup>2</sup> )
جی. ام. پونس	۶	۰/۰۲۵۴	لوله خالی	۴۱۷۰۹	۲۴۲/۸۸۱
برنامه بل- دلاور	۶	۰/۰۲۵۴	لوله خالی	۴۱۷۰۹	۱۳۴/۷۴۱
برنامه بل- دلاور	۶	۰/۰۲۵۴	کنیکس AR=۱,۵	۴۱۷۰۹	۲۱۲/۲۷۶
برنامه بل- دلاور	۶	۰/۰۲۵۴	سولزر SMX	۴۱۷۰۹	۲۴۹/۵۱۴



شکل ۷- سطح انتقال گرمای مبدل‌های مختلف در عدد رینولدز ۵۰۰۰

در جدول‌های (۷) تا (۱۰) نتایج حاصل از اجرای برنامه با توجه به محدودیت‌های عدد رینولدز و الگوریتم طراحی سریع برای مثال‌های ذکر شده در مقالات آمده است. در تمام مثال‌ها به جز مثال جدول (۷) سطح انتقال گرمای پیش‌بینی شده توسط روش بل- دلاور کمتر از مقادیر ذکر شده توسط محققین است.

جدول ۷- نتایج حاصل از حل مثال مرجع [۱۳]

نتایج	تعداد پاس لوله	قطر لوله (m)	نوع المنت	Re	سطح (m <sup>2</sup> )
ی. علی کارا	۲	۰/۰۱۹۰۵	لوله خالی	۲۰۲۷	۶۴/۱۵
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۹۰۵	لوله خالی	۲۰۲۷	۱۰۰/۱۸
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۹۰۵	کنیکس AR=۱,۵	۲۰۲۷	۸۸/۹۹
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۹۰۵	سولزر SMX	۲۰۲۷	۹۲/۶۳
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۹۰۵	سولزر SMXL	۲۰۲۷	۹۷/۳۰
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۹۰۵	سولزر SMV	۲۰۲۷	۸۷/۰۹



جدول ۱۰- نتایج حاصل از حل مثال مرجع [۱۲]

نتایج	تعداد پاس لوله	قطر لوله (m)	نوع المنت	Re	سطح (m <sup>2</sup> )
میزوتانی و همکاران <sup>۱</sup>	۲	۰/۰۱۵۹	لوله خالی	۲۰۹۱۵	۲۰۲
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۵۹	لوله خالی	۲۰۹۱۵	۷۹/۹۸
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۵۹	کنیکس AR=۱.۵	۲۰۹۱۵	۸۹/۴۸
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۵۹	سولزر SMX	۲۰۹۱۵	۹۸/۰۳
برنامه بل- دلاور	۲	۰/۰۱۵۹	سولزر SMV	۲۰۹۱۵	۸۱/۲۰

گرمایی دارای بافل است. بنابراین اگر سادگی محاسبات مدنظر طراح باشد بهره گیری از معادلات کرن و اگر دقت محاسبات در مد نظر طراح باشد، استفاده از معادلات بل- دلاور در الگوریتم طراحی سریع توصیه می شود.

با بهره گیری از معادلات کرن و بل- دلاور دیده می شود که: طراحی مبدلهای حرارتی دارای المنتهای کنیکس و SMV دارای حداقل سطح انتقال گرما می باشند و با افزایش افت فشار میزان سطح مورد نظر کاهش می یابد، در حالیکه در افت فشارهای بالاتر سطح انتقال گرمای مبدلهای حرارتی مجهز به دستگاههای اختلاط ایستا SMX و SMXL برابر و در مواردی بیشتر از مبدلهای حرارتی با لولههای خالی است ولی در افت فشارهای پایین تر تمام المنتهای کنیکس، SMX، SMXL و SMV سطح انتقال گرمای کمتری در مقایسه با لوله خالی دارند. در مواردی که در لولههای ساده تعداد گذرها (پاسها) را کاهش داده و درون آنها از تجهیزات اختلاط ایستا استفاده شود همواره سطح انتقال گرما از حالت قبل کمتر خواهد شد. این به خوبی نشان می دهد که چگونه

الف- انتخاب اولیه نوع المنت به کار رفته،

ب- روش فرمول بندی طراحی،

پ- عدد رینولدز (سرعت سیال در لوله)

ت- کاهش تعداد گذر سمت لوله با هدف جبران ناشی از افزایش فشار مربوط به نصب این وسایل در نتایج بدست آمده تأثیر گذار است.

#### علائم و نشانها:

A: مساحت (m<sup>2</sup>)

d: قطر لوله (m)

F<sub>T</sub>: ضریب تصحیح

f: عامل اصطکاک

h: ضریب انتقال حرارت جابه جایی (W/m<sup>2</sup>.K)

J: عامل تصحیح ضریب انتقال حرارت

k: ضریب انتقال حرارت (W/m.K)

N: تعداد

Q: شار حرارتی (W)

R<sub>D</sub>: مقاومت حرارتی (m.K/W)

R: عامل تصحیح فشار

U: ضریب انتقال حرارت کلی (W/m<sup>2</sup>.K)

در جدول (۱۱) نتیجه حل مثال کارا و گوراراس<sup>۲</sup> با افت فشار یک چهارم (کاهش هزینه عملیاتی) و در صورت کاهش تعداد پاس به یک بیان شده است، در سیستم تک پاس مجهز به دستگاه اختلاط ایستا سطح انتقال گرما کمتر از سیستم دو پاس با لوله خالی است. در جدول (۱۱) اطلاعات مربوط به مسئله بررسی شده ذکر شده است.

جدول ۱۱- نتایج حل مثال کارا و گوراراس با یک گذر (پاس)

مبدل حرارتی	سطح F <sub>T</sub> (m <sup>2</sup> )	سطح K <sub>ent</sub> (m <sup>2</sup> )	سطح SMX (m <sup>2</sup> )	سطح SMV (m <sup>2</sup> )
۱ پاس	-----	۱۴/۷۶	۱۶/۱	۱۳/۸۰
۲ پاس	۱۸/۹۳۵۱	-----	-----	-----

#### ۴- نتیجه گیری

در این مطالعه به طراحی گرمایی مبدلهای حرارتی پوسته و لوله مجهز به دستگاههای اختلاط ایستا و تدوین الگوریتم طراحی سریع (RDA) با بهره گیری از معادلات روشهای کرن و بل- دلاور پرداخته شد. روش کرن یک روش ساده و مناسب برای طراحی اولیه و تخمینی مبدلهای حرارتی است در حالیکه روش بل- دلاور یک روش پیچیده اما دقیق برای طراحی مبدلهای

1. Mizutani et al  
2. Kara & Guraras

- [5] Bayer, J., Nimmler, K., and Nessel, V., "Don't Be Baffled by Static Mixers", Chemical Engineering, pages 50 – 57, May (2003).
- [6] Thakur, R. K., Vial, Ch., Nigam, K. D. P., Nauman, E. B., "Static Mixers in the process industries-A review ", Institution of Chemical Engineering, Trans IChemE, vol.81, Part A, August (2003).
- [7] جعفری نصر، محمدرضا و اربابان، الهام، "ارزیابی معادلات عملکردی وسایل اختلاط استاتیکی و تأثیر به کارگیری آنها در طراحی مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای"، فرایند نو، شماره ۳، صفحات ۱۸-۲۴، (۱۳۸۴).
- [8] Joshi, P., Nigam, K. P. D., and Bruce Nauman, E., "The Kenics Static Mixers: New Data And Proposed Correlations", The Chemical Engineering Journal, vol.59, pages 265 – 271, (1995).
- [9] Jegede, F. O., Polley, G. T, "Optimum Heat Exchanger Design", Trans IChemE, vol.10, Part A, March (1993).
- [10] Myers, K. J., Bakker, A., Ryan, D., "Avoid Agitation by Selecting Static Mixer", Chemical Engineering Science, vol.93, No 6, pages 28 – 38, (1997).
- [11] Costa, A. L. H., Queiroz, E. M., "Design Optimization of Shell And Tube Heat Exchangers", Applied Thermal Engineering, vol.28, pages 1798 – 1805, (2008).
- [12] Ponce, J. M., Rico, V., Serna, M., Jimenez, A., "Optimal Design of Shell-And-Tube Heat Exchanger Using Genetic Algorithms", 16<sup>th</sup> European Symposium on Computer Aided Process Engineering and 9<sup>th</sup> International Symposium on Process Engineering, (2006).
- [13] Kara, Y. A., Guraras, O., "A computer program for designing of shell-and-tube heat exchanger", Applied Thermal Engineering, vol. 24, page 1797 – 1805, (2004).

V: سرعت (m/s)

$\Delta P$ : افت فشار (Pa)

$\Delta T_{LM}$ : میانگین لگاریتمی دما

#### علامت‌های یونانی:

$\alpha$ : نسبت اسپکت (A.R)

$\mu$ : گرانیوی (kg/m.s)

#### زیروندها:

i: لوله داخلی

id: ایده‌ال در جریان لوله باندل

W: دیوار

o: لوله خارجی

s: پوسته

SM: مخلوط‌کن پایدار

t: لوله

$t_p$ : پاس لوله

ET: لوله خالی

#### مراجع

- [۱] جعفری نصر، محمدرضا، علایی، سید هادی، "فناوری‌های نوین در بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی"، مرکز نشر پژوهشگاه صنعت نفت، بهار سال (۱۳۹۰).
- [۲] جعفری نصر، محمدرضا، ذوقی، علی تقی و خاکدامن، حمیدرضا، "توسعه یک شاخص مناسب به منظور ارزیابی عملکرد فناوری افزایش انتقال گرما در طراحی مبدل‌های حرارتی"، فصلنامه تحقیق، شماره ۴۳، زمستان (۱۳۸۰).
- [3] Jafari Nasr, M. R, Polley, G. T, "Should You Use Enhanced Tubes?", Chemical Engineering Progress Journal, April (2002).
- [4] Jafari Nasr, M. R, Polley, G. T and Zoghi, A. T, "Performance Evaluation of Heat Transfer Enhancement (HTE Technology)", 14<sup>th</sup> Int.Chem. Eng.Conference, 27-31 August, CHISA (2000)