نشریه بین المللی علوم مهندسی دانشگاه علم و صنعت ایران، شماره ۷، جلد ۱۹، سال ۱۳۸۷، صفحه ۸-۱
مهندسی شیمی، ریاضی و کامپیوتر

PREDICTION OF THERMAL PERFORMANCE OF SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS USING THE COMBINED MODEL

V. Nassirpour & N. Kasiri

CAPE Lab, Chemical Engineering Department, Iran University of Science and Technology, 16418 Tehran, Iran
kasiri@iust.ac.ir

Abstract: Heat exchangers are one of the most common process equipments in the process industry with much more significance nowadays due to the importance of energy saving and optimization. The shell and tube type accounts for the majority of the exchangers in use. Changes in processing conditions necessitate prediction of new situations that may arise which is only possible through reliable modeling and simulation procedures. In the present work two separate models (a plug flow model and a cross flow model) were developed. Pressure drop and flow analysis calculations were carried out using Willis and Johnson method for the shell side while tube side process drop was evaluated using the Bell method. Based on these calculation methods a combined model with different combination from the two base models was developed to provide a more real prediction. The simulation results were checked against experimentation taken place at Delaware University and about ±10% error was recorded.

پیش‌بینی عملکرد حرارتی مبدل‌های پوسته و لوله با استفاده از مدل ترکیبی

وحید نصیرپور و نورا... کثیری

چکیده: توزیع دما در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله یکی از مهم‌ترین اطلاعات جهت بررسی عملکرد این تجهیزات می‌باشد. تاکنون جهت مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله مدل‌های بسیاری ارائه شده است که اغلب آنها یا به‌علت پیچیدگی زیاد و یا به‌دلیل استفاده بیش از حد از روابط همبسته در عمل کمتر مورد استفاده قرار گرفته و یا از دقت کافی برخوردار نمی‌باشند. در این تحقیق ابتدا مدل‌سازی یک مبدل حرارتی پوسته و لوله بدون در نظر گرفتن بفل‌ها و با فرض جریان قالبی برای سیال سمت پوسته و سپس مدل‌سازی مبدلی دارای جریان متقاطع خالص و بدون در نظر گرفتن جریان‌های نشتی ارائه شده است که با حل این دو مدل محدوده عملکرد حرارتی مبدل پوسته و لوله مشخص خواهد شد. محاسبات افت فشار و آنالیز جریان سیال سمت پوسته نیز با استفاده از روش ویلس و جانستون انجام شده است. در ادامه مدل ترکیبی جدیدی جهت پیش‌بینی انتقال‌حرارت واقعی و محاسبات توزیع دما در مبدل حرارتی با ترکیب مدل‌های بر پایه جریان قالبی و جریان متقاطع خالص سیال سمت پوسته ارائه شده که سهم هر یک از دو مدل اولیه در مدل ترکیبی جدید توسط نتایج حاصل از آنالیز جریان سیال سمت پوسته قابل محاسبه است. برای بررسی صحت مدل‌سازی، مقایسه‌ای میان نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج آزمایشگاهی دانشگاه دلاور برای تعدادی مبدل دارای پوسته نوع E صورت گرفته که مدل ترکیبی ارائه شده در پیش‌بینی دمای سیالات خروجی از مبدل حرارتی دارای ۱۰٪ ± خطای متوسط نسبت به داده‌های آزمایشگاهی می‌باشد.

کلمات کلیدی: مبدل‌های حرارتی، مدل‌سازی، جریان متقاطع، جریان قالبی، مدل ترکیبی

تاریخ وصول: ۸۵/۴/۲۵
تاریخ تصویب: ۸۷/۴/۴

وحید نصیرپور، کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی شیمی،
دکتر نورا... کثیری، دانشیار دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه علم و صنعت ایران، capepub@cape.iust.ac.ir

Archive of SID
www.SID.ir

۱. مقدمه

مبدل حرارتی وسیله‌ای است که انرژی حرارتی را از سیالی به یک یا چند سیال دیگر که دارای دمای متفاوتی هستند، منتقل می‌کند. کاربرد مبدل‌های حرارتی بسیار وسیع می‌باشد و در صنایع مختلف از جمله نیروگاه‌های تولید برق، پالایشگاه‌ها، صنایع غذایی، داروسازی، صنایع پتروشیمی، سردخانه‌ها و سیستم‌های گرمایش و سرمایش ساختمان‌ها و بطور کلی هرجا که مسأله تبادل انرژی مطرح باشد، مورد استفاده قرار می‌گیرند. همچنین لزوم صرفه‌جویی در مصرف انرژی و جلوگیری از اتلاف آن و توجه به مسائل آلودگی محیط زیست، نقش مبدل‌های حرارتی را پر رنگ‌تر می‌کند. مبدل‌های حرارتی به‌صورت‌های مختلف نظیر کندانسورها، جوش‌آورها، تبخیر کننده‌ها، کوره‌ها، گرم‌کن‌ها، سردکن‌ها وغیره موجود می‌باشد.دراین میان نقش مبدل‌های پوسته و لوله بسیار چشمگیر می‌باشد به‌طوریکه این مبدل‌ها حدود نیمی ازکل بازار مبدل‌های حرارتی را شامل می‌شوند.

مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با پیچیدگی‌ها و دشواری‌های خاصی همراه است که هریک به‌نحوی در توسعه مدل یا حل آن اثرگذار خواهند بود. نامشخص بودن مسیر جریان سیال سمت پوسته به‌واسطه پیچیدگی‌های هندسی و وجود جریان‌های نشتی و جانبی، گستردگی در انواع مبدل‌های پوسته و لوله و تفاوت در ساختار هندسی آنها، امکان دوفازی شدن سیالات سمت پوسته و لوله و پیچیدگی روابط حاکم در مقایسه با حالت تک‌فاز و همچنین وجود پدیده رسوب‌گرفتگی و تأثیر آن بر انتقال‌حرارت و افت‌فشار درون مبدل حرارتی از مهم‌ترین مشکلات و پیچیدگی‌های موجود بر سر راه مدل‌سازی این تجهیزات می‌باشند.

تاکنون روش‌های مختلفی جهت پیش‌بینی انتقال‌حرارت و افت فشار تهیه و منتشر شده‌است که هریک دارای محاسن، معایب، محدودیت‌ها و دقت‌های مختلفی می‌باشند.تمامی این روش‌ها را می‌توان به‌صورت زیر طبقه‌بندی کرد:

۱- روش‌های اولیه که براساس عبور جریان از دسته لوله به صورت ایده‌آل و یا فرض سیستم تک لوله‌ای بدست آمده‌اند.از میان این روش‌ها می‌توان به روش زوکاسکاس [۱] اشاره کرد.

۲- روش‌های انتگرالی که در آنها جریان عرضی ایجاد شده توسط بفل با حضور یک پنجره توجیه می‌شود که در این روش‌ها تأثیر جریان‌های نشتی و جانبی در نظر گرفته نشده‌است. از میان این روش‌ها می‌توان به روش داناهیو [۲] و روش کرن[۳] اشاره کرد.

۳- روش‌هایی که براساس مدل تینکر[۴] و آنالیز جریان ارائه شده‌اند که معروف‌ترین آن‌ها روش‌های پالن و تبورک[۵] و ویلس و جانستون[۶] می‌باشند.

۴- روش‌هایی که از مدل تینکر[۴] به عنوان پایه کلی و بدون حدس‌زدن مجدد استفاده می‌کنند مثل روش بل[۷] و روش گدیس و جنی‌یلینسکی[۸].

۵- روش‌های پیشگویی عددی بر پایه دینامیک سیالات محاسباتی که روش‌هایی بسیار پیچیده ولی بسیار دقیق هستند مثل روش پاتانکار و اسپالدینگ[۹] و روش اندروز و پریتی‌ویراج[۱۰].

۶- علاوه بر روش‌های ذکرشده روش‌های دیگری نیز جهت شبیه‌سازی مبدل‌های حرارتی موجود است که در دسته‌بندی فوق نمی‌گنجد که برخی از آن‌ها عبارتند از: روش بس و رازل[۱۱] و روش رازل و رانانونگ[۱۲].

۲. معادلات و روابط حاکم

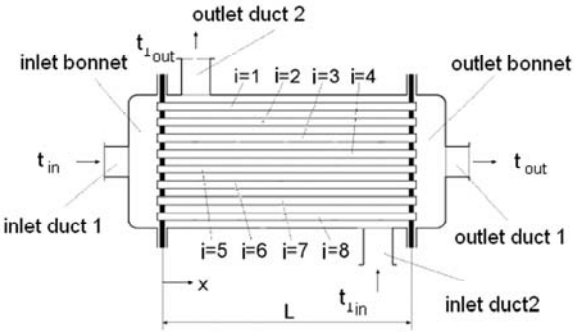
۲-۱. مدل‌سازی حرارتی مبدل پوسته و لوله با فرض جریان قالبی برای سیال سمت پوسته

مدل‌سازی مبدل با فرض جریان قالبی سمت پوسته اولین بار توسط رازل و رانانونگ [۱۲] صورت گرفته است. فرضیات حاکم در این مدل‌سازی عبارتند از:

۱- سرعت جریان سیال در هر ردیف لوله مقداری ثابت است ولی می‌تواند از ردیف لوله‌ای به ردیف لوله دیگر متفاوت باشد.

۲- جریان سیال سمت پوسته قالبی در نظر گرفته می‌شود.

۳- ضریب کلی انتقال‌حرارت به صورت ثابت و یکنواخت در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۱. مبدل حرارتی پوسته و لوله [۱۲]

با در نظر گرفتن فرضیات فوق معادله انرژی سیال سمت لوله به‌صورت زیر خواهد بود (جزئیات این مدل‌سازی در مراجع[۱۲] ارائه شده است):

$$\left(\frac{w_i}{\overline{w}}\right)\frac{dT_i}{d\zeta}+NTU\left(T_i-\upsilon\right)=0 \qquad (۱)$$

معادله انرژی سیال سمت پوسته نیز به‌صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{d\upsilon}{d\zeta}+NTU_{\perp}\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}T_i-\upsilon\right)=0 \qquad (۲)$$

اگر دسته‌لوله دارای n ردیف لوله باشد آنگاه از معادلات (۱) و (۲)، n+1 معادله تولید می‌شود که با تعریف شرایط مرزی مناسب

Archive of SID
www.SID.ir

می‌توان این دستگاه معادلات دیفرانسیل را حل کرد. شرایط مرزی به‌صورت زیر تعریف می‌شوند:

برای مبدل‌های با جریان همسو و ناهمسو:

$$@ \quad \zeta = 0: \quad T_i = 0 \qquad i = 1,2,\cdots,n \qquad (۳)$$

برای مبدل با جریان همسو:

$$@ \quad \zeta = 0: \quad \upsilon = 1 \qquad (۴)$$

برای مبدل با جریان ناهمسو:

$$@ \quad \zeta = 1: \quad \upsilon = 1 \qquad (۵)$$

دستگاه n+1 معادله دیفرانسیلی که از روابط (۱) و (۲) با شرایط مرزی(۳) و (۴) برای جریان همسو و (۳) و (۵) برای جریان ناهمسو حاصل می‌شود به‌وسیله یک روش عددی مناسب قابل حل خواهد بود و توزیع دمای سیالات سمت پوسته و لوله محاسبه خواهد شد. همچنین ذکر این نکته ضروری است که اگر مبدل همسو باشد دستگاه معادلات حاصل از نوع مقدار اولیه و اگر ناهمسو باشد از نوع مقدار مرزی خواهد بود.

۲-۲. مدل‌سازی حرارتی مبدل پوسته و لوله با فرض جریان متقاطع برای سیال سمت پوسته

مدل‌سازی جریان متقاطع شامل n لوله اولین بار توسط بس و رازل [۱۱] ارائه و سپس این مدل به یک مبدل حرارتی پوسته و لوله تعمیم داده شده است[۱۳].

فرضیات مورد استفاده در این مدل‌سازی عبارتند از:

۱- سیال سمت پوسته کاملاً مخلوط شده درنظر گرفته می‌شود.

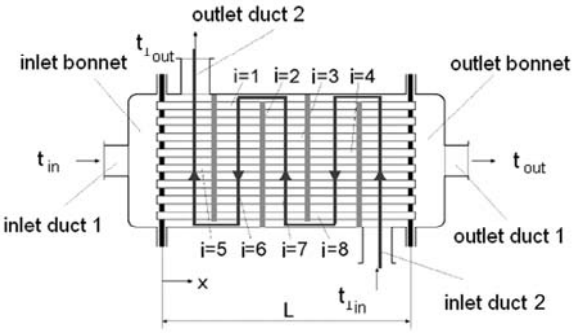
۲- دمای سیال عبوری از روی لوله‌ها (سیال سمت پوسته) در جهت عمود بر لوله‌ها متغیر است.

۳- توزیع جریان برای هر یک از ردیف لوله‌ها یکسان فرض می‌شود، به عبارت دیگر شدت ظرفیت حرارتی برای کلیه ردیف لوله‌ها برابر خواهد بود.

۴- دمای سیال درون هر لوله به‌صورت پیوسته در جهت حرکت سیال درون لوله متغیر است و به‌واسطه وجود اختلاط کافی در سیال سمت لوله، دمای اطراف لوله‌ها به‌صورت یکنواخت خواهد بود.

۵- از اثرات جریان‌های نشتی سمت پوسته صرفنظر می‌شود.

۶- ضریب کلی انتقال‌حرارت و همچنین کلیه خواص فیزیکی ثابت فرض می‌شوند.



شکل ۲. مبدل حرارتی پوسته و لوله با جریان متقاطع

با درنظر گرفتن فرضیات فوق و با توجه به‌شکل (۲) معادله حاکم بر سیالات سمت پوسته و لوله برای مسیر متقاطع شماره j به‌صورت زیر خواهد بود (جزئیات این مدل‌سازی در مراجع[۱۱]و[۱۳] ارائه شده است):

$$\begin{cases} -\dfrac{dT_{i,j}}{dS} = B\left(T_{i,j} - \upsilon_{i-1/2,j}\right) \\ \upsilon_{i-1/2,j} - \mu\,\upsilon_{i+1/2,j} = (1-\mu)T_{i,j} \end{cases} \qquad (۶)$$

که مقادیر ω ، μ و B به‌صورت زیر قابل محاسبه می‌باشند[۱۱]:

$$\omega = \frac{1}{(1-e^{-ntu_\perp})} - \frac{1}{ntu_\perp} \qquad (۷)$$

$$\mu = 1 - \frac{ntu_\perp}{(1+\omega.ntu_\perp)} = 1 - \frac{ntu.R}{(1+\omega.ntu.R)} \qquad (۸)$$

$$B = ntu.n\left[1-\omega(1-\mu)\right] = \frac{ntu.n}{(1+\omega.ntu_\perp)} \qquad (۹)$$

معادله (۶) از نوع دستگاه معادلات دیفرانسیلی- تفاضلی است که جهت ساده‌سازی حل مسأله، معادله دیفرانسیل موجود در دستگاه فوق را با استفاده از تفاضل‌های محدود به‌صورت پسرو بسط داده وپس از ساده‌سازی روابط حاصل خواهیم داشت:

$$\begin{cases} T_{i,j} = \left(\dfrac{1}{1+B.\Delta S}\right)T_{i,j-1} + \left(\dfrac{B.\Delta S}{1+B.\Delta S}\right)\upsilon_{i-1/2,j} \\ \upsilon_{i+1/2,j} = (1-\mu)T_{i,j} + \mu\,\upsilon_{i-1/2,j} \end{cases} \qquad (۱۰)$$

که ΔS عرض هر مسیر متقاطع(فاصله بدون بعد میان دو بفل مجاور هم) و بدون بعد می‌باشد.

Archive of SID

www.SID.ir

اگر مبدل حرارتی مورد نظر همسو باشد، شرایط مرزی به صورت زیر خواهد بود:

$$\begin{cases} @\ \zeta = 0 & , T_{i,o} = 0 \\ @\ \zeta = 0 & , \upsilon_{1/2,1} = 1 \end{cases} \quad (۱۱)$$

و اگر مبدل حرارتی ناهمسو باشد، شرایط مرزی به صورت زیر تعریف می شود:

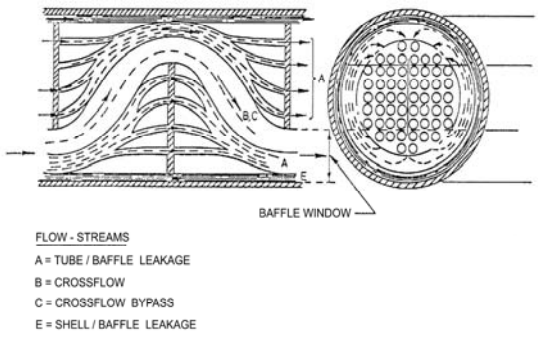
$$\begin{cases} @\ \zeta = 0 & , T_{i,o} = 0 \\ @\ \zeta = 1 & , \upsilon_{n+1/2,m} = 1 \end{cases} \quad (۱۲)$$

با در نظر گرفتن معادله ۱۰ و شرایط مرزی ۱۱ یا ۱۲ می‌توان توزیع دمای سیالات سمت پوسته و لوله را برای مبدل‌های دارای جریان متقاطع خالص در حالت همسو و ناهمسو محاسبه نمود.

۳-۲. مدل‌سازی ترکیبی پیشنهادی جهت پیش‌بینی توزیع دما[۱۳]

جریان سیال سمت پوسته در حقیقت تلفیقی از جریان محوری و جریان متقاطع می‌باشد ازاین‌رو انتقال‌حرارت واقعی صورت‌گرفته نیز ترکیبی از انتقال‌حرارت جریان محوری و جریان متقاطع خواهد بود که مدل‌سازی هریک بطور مجزا در بخش‌های قبلی ارائه شده است. البته می‌بایست به این نکته توجه داشت که سهم انتقال‌حرارت هریک از جریان‌های متقاطع و قالبی در انتقال‌حرارت واقعی صورت گرفته با یکدیگر متفاوت است و توسط روش ویلس و جانستون[۶] یا روش‌های مشابه قابل محاسبه است.

اساس این روش‌ها روش تینکر [۴] می‌باشد و درآنها معادلات حاکم بر جریان‌های سیال سمت پوسته به‌وسیله حدس‌وخطا حل‌شده و دبی مؤثر هریک از جریان‌های نمایش داده شده در شکل۳ محاسبه خواهد شد.



شکل ۳. جریان‌های مؤثر سمت پوسته طبق مدل تینکر [۴]

بنابراین سهم هریک از جریان‌های نمایش‌داده شده در شکل ۳ به‌صورت زیر محاسبه خواهدشد:

$$E_t = \frac{\dot{M}_t}{\dot{M}_T} \quad (۱۳)$$

$$E_c = \frac{\dot{M}_c}{\dot{M}_T} \quad (۱۴)$$

$$E_b = \frac{\dot{M}_b}{\dot{M}_T} \quad (۱۵)$$

$$E_s = \frac{\dot{M}_s}{\dot{M}_T} \quad (۱۶)$$

از ترکیب روابط فوق سهم جریان‌های قالبی و متقاطع به‌صورت زیر قابل محاسبه است[۱۳]:

$$E^{Plug} = E_t + E_s \quad (۱۷)$$

$$E^{Cross} = E_c + E_b \quad (۱۸)$$

بنابراین انتقال‌حرارت واقعی انجام شده برای سیال سمت پوسته به‌صورت زیر پیشنهاد می‌شود[۱۳]:

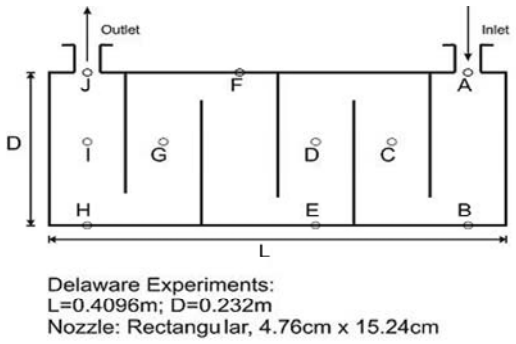
$$Q^{Actual} = E^{Plug} Q^{Plug} + E^{Cross} Q^{Cross} \quad (۱۹)$$

انتقال‌حرارت جریان‌های متقاطع و قالبی در رابطه فوق توسط دو مدل ارائه شده در بخش‌های قبلی قابل محاسبه است.همچنین اگر رابطه ۱۹ بر اساس اختلاف دما نوشته شود آنگاه قابلیت محاسبات توزیع دما نیز به‌وسیله این رابطه وجود خواهد داشت. ذکر این نکته ضروری است‌که محاسبات افت فشار سیال سمت پوسته به‌وسیله روش ویلس و جانستون [۶] انجام شده است.

۳. بررسی صحت مدل‌سازی در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی

در دهه ۵۰ و ۶۰ میلادی انجمن مهندسین مکانیک آمریکا و دانشگاه دلاور برنامه‌ای تحقیقاتی را جهت پژوهش در زمینه جریان سیال سمت پوسته و انتقال‌حرارت درون مبدل‌های پوسته و لوله هدایت کردند. این تحقیقات شامل بررسی اثرات بریدگی بفل‌ها، جریان‌های نشتی و جریان‌های جانبی روی افت فشار و انتقال‌حرارت مبدل با استفاده از اطلاعات جمع‌آوری شده از آزمایش‌های تجربی می‌باشد. تعدادی از این نتایج آزمایشگاهی در گزارش نهایی دانشگاه دلاور توسط بل[۱۴] ارائه شده است.

Archive of SID
www.SID.ir



شکل ۴. مبدل حرارتی مورد استفاده در آزمایش‌های دانشگاه دلاور

صحت و اعتبار مدل‌سازی ارائه شده در این تحقیق در مقایسه با شش آزمایش حاصل از نتایج تجربی برای جریان آشفته سیال سمت پوسته مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آزمایشگاهی مورد استفاده جهت بررسی اثرات جریان‌های نشتی و شدت جریان سیال سمت پوسته بر نحوه عملکرد مبدل حرارتی از میان سایر نتایج ارائه شده مورد انتخاب واقع شده است. شکل ۴ مبدل‌حرارتی مورد استفاده در آزمایش‌های دلاور و جدول۱ مشخصات هندسی این مبدل را نمایش می‌دهد.

جدول ۱. مشخصات هندسی مبدل حرارتی دانشگاه دلاور

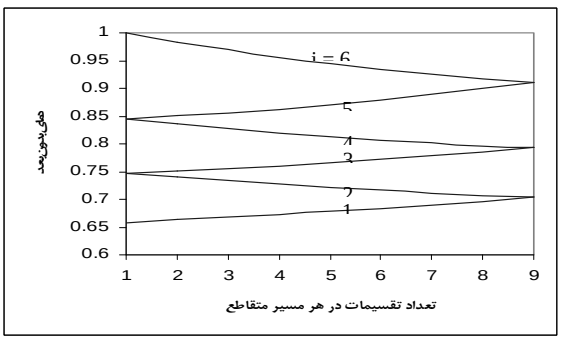
متغیر	توضیح
سیال سمت پوسته	نفت 896 خلیج
سیال سمت لوله	آب
طول لوله	0.4096 m
قطر داخلی پوسته	0.232 m
قطر خارجی لوله	0.00635 m
ضخامت لوله	0.0012446 m
تعداد لوله‌ها	427
تعداد بفل‌ها	5
فاصله بفل‌های مرکزی	0.0671 m
ضخامت بفل‌ها	0.0015875 m
لقی بین پوسته و دسته لوله	0.01359 m

مبدل حرارتی مورد استفاده در آزمایش‌های دانشگاه دلاور دارای نازل‌هایی از نوع مستطیلی می‌باشد. جدول ۲ خلاصه‌ای از شرایط عملیاتی،مقادیر بریدگی بفل و لقی‌ها را در دو آزمایش انتخاب شده نمایش می‌دهد.

جدول ۲.خلاصه شرایط عملیاتی جهت شبیه‌سازی

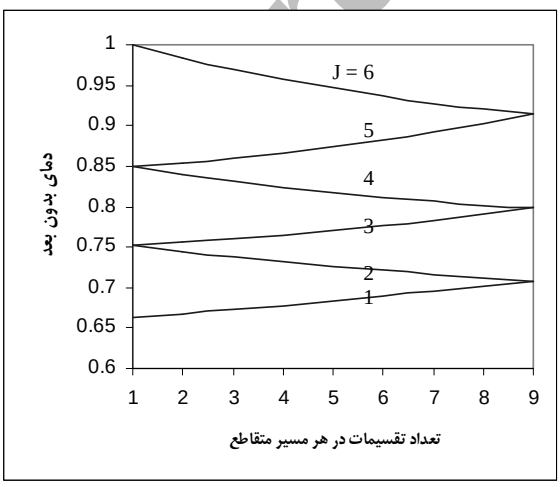
شماره آزمایش	دبی سمت پوسته(kg/s)	دبی سمت لوله(kg/s)	دمای ورودی پوسته(^oC)	دمای ورودی لوله(^oC)	درصد بریدگی بفل	لقی بفل-پوسته (mm)	لقی بفل-لوله (mm)
10-TL5-1-H-7	11.14	14.56	62.61	80.11	20.4	2.03	0.254
10-TL5-1-C-1	11.13	14.49	68.33	50.78	20.4	2.03	0.254
10-TL1-1-H-1	9.48	14.7	63.89	80.61	17.6	2.18	0.554
10-TL2-1-H-2	9.43	14.24	62.56	79.78	17.6	2.03	0.33
10-TL1-1-H-2	5.92	14.18	63.72	80.94	17.6	2.18	0.554
10-TL2-1-H-3	5.76	14.24	62.89	81.11	17.6	2.03	0.33

در این بخش به رسم نمودارهای توزیع فشار و دمای سیالات سمت پوسته و لوله برای آزمایش‌های10-TL5-1-H-7 و 10-TL5-1-C-1 پرداخته شده است که در آزمایش اول سیال سمت پوسته گرم ودر آزمایش دوم سیال سمت پوسته سرد می‌شود. لازم به ذکر است که نمودارهای سایر آزمایش‌های انتخاب شده کاملاً مشابه نمودارهای دو آزمایش اولیه می‌باشند وبه‌جهت جلوگیری از تکرار مطالب مشابه ارائه نشده‌اند.



شکل ۵. توزیع دمای بدون بعد سمت پوسته با فرض مدل ترکیبی برای آزمایش 10-TL5-1-H-7

دو شکل ۵ و ۶ نمایانگر انتقال‌حرارت واقعی براساس بررسی واقعی جریان‌ها در مبدل حرارتی می‌باشند. جهت مقایسه خلاصه نتایج حاصل از شبیه‌سازی در جدول‌های۳، ۴ و ۵ ارائه شده است.



شکل ۶. توزیع دمای بدون بعد سمت پوسته با فرض مدل ترکیبی برای آزمایش 10-TL5-1-C-1

Archive of SID

www.SID.ir

جدول۳. مقایسه نتایج افت فشار با اطلاعات آزمایشگاهی

شماره آزمایش	افت فشار سمت پوسته (kPa)	افت فشار اندازه‌گیری شده تجربی (kPa)
10-TL5-1-H-7	85.9	75.4
10-TL5-1-C-1	85.0	75.1
10-TL1-1-H-1	60.8	51.8
10-TL2-1-H-2	88.1	75.9
10-TL1-1-H-2	25.0	22.7
10-TL2-1-H-3	35.8	29.9

جدول ۴. مقایسه نتایج انتقال‌حرارت با اطلاعات آزمایشگاهی

شماره آزمایش	دمای خروجی پوسته(^oC)	درصد خطا	دمای خروجی لوله(^oC)	درصد خطا
10-TL5-1-H-7	68.6 (68.4)	-0.2	76.4 (78.0)	-2
10-TL5-1-C-1	62.4 (62.9)	-0.8	54.5 (52.8)	+3.1
10-TL1-1-H-1	67.9 (69.4)	-2.1	76.9 (78.8)	-2.3
10-TL2-1-H-2	66.7 (69.2)	-3.6	75.7 (77.8)	-2.7
10-TL1-1-H-2	68.1 (70.2)	-3	77.8 (79.3)	-1.9
10-TL2-1-H-3	72.0 (70.9)	+1.5	78.5 (79.4)	-1.2

مقادیر داخل پرانتز اطلاعات آزمایشگاهی هستند.

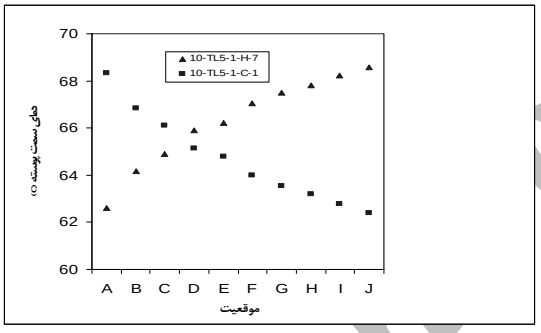
جدول ۵. مقایسه تعداد واحدهای انتقال سیالات سمت پوسته و لوله

شماره آزمایش	NTU	NTU⊥
10-TL5-1-H-7	0.1913	0.4752
10-TL5-1-C-1	0.1903	0.4692
10-TL1-1-H-1	0.1898	0.5560
10-TL2-1-H-2	0.2348	0.6734
10-TL1-1-H-2	0.1590	0.7220
10-TL2-1-H-3	0.1851	0.8673

با مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی و محاسبات انتقال‌حرارت ملاحظه می‌شود که دمای خروجی سیالات سمت پوسته و لوله بطور متوسط دارای ٪۲/۲ و٪۲/۳ خطا نسبت به داده‌های آزمایشگاهی می‌باشند.

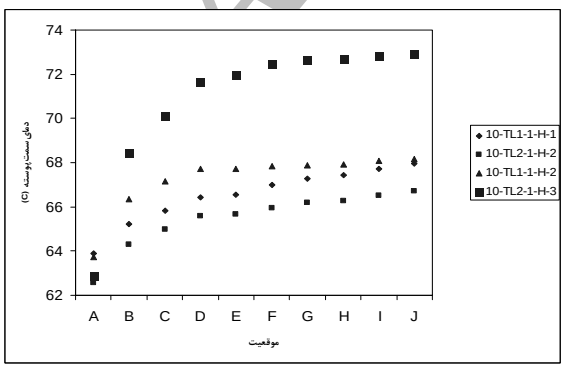
ذکر این نکته نیز ضروری است که داده‌های تجربی دانشگاه دلاور دارای ٪۱۰-۵ خطای اندازه‌گیری دما می‌باشند، همچنین اثرات افت انرژی از پوسته مبدل به محیط اطراف نیز در این داده‌ها گزارش نشده است.

شکل۷ نیز مقایسه‌ای میان توزیع دما برای دو آزمایش 10-TL5-1-H-7 و 10-TL5-1-C-1 را نمایش می‌دهدکه آزمایش اول جهت گرمایش و آزمایش دوم جهت سرمایش سیال سمت پوسته است. مبدل‌های مورد استفاده در این‌دو آزمایش از نظر ساختار کاملاً مشابه هستند.



شکل ۷. مقایسه توزیع دما درطول مبدل برای آزمایش‌های 10-TL5-1-H-7 و 10-TL5-1-C-1

شکل۸ نیز مقایسه نمودارهای توزیع دما در چهار آزمایش دیگر دانشگاه دلاور را نمایش می‌دهد.



شکل۸. مقایسه نمودارهای توزیع دمای سمت پوسته برای آزمایش‌های دلاور

Archive of SID

www.SID.ir

با مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج آزمایشگاهی ملاحظه می‌شود که با افزایش مقدار لقی‌ها انتقال‌حرارت و افت فشار سیال سمت پوسته کاهش می‌یابد. دلیل این امر اینست که با افزایش مقدار لقی‌ها مقدار سیال بیشتری از سطوح نشتی عبور نموده و در نتیجه جریان سیال کمتری بطور متقاطع از روی لوله‌ها عبور خواهد کرد و چون مقاومت جریان متقاطع دربرابر عبور سیال از مقاومت سایر جریان‌ها بیشتر است بنابراین افت فشار کلی کاهش خواهد یافت؛ همچنین جریان متقاطع دارای سطح تماس بیشتر ودرنتیجه ضریب انتقال‌حرارت بالاتری نسبت به جریان‌های نشتی است، بنابراین با افزایش مقدار لقی‌ها انتقال‌حرارت نیز کاهش می‌یابد.

با کاهش شدت جریان سیال ورودی سمت پوسته و لوله افت فشار سیالات سمت پوسته و لوله کاهش می‌یابد. دلیل این امر اینست که افت فشار تقریباً با توان دوم سرعت سیال متناسب است و بنابراین با کاهش دبی سیال افت فشار نیز کاهش می‌یابد. همچنین دیده می‌شود که با افزایش میزان بریدگی بفل انتقال‌حرارت و افت فشار درون مبدل کاهش می‌یابد.

همان‌طور که ملاحظه می‌شود مدل ترکیبی ارائه‌شده دارای قابلیت مناسبی جهت بررسی عملکرد حرارتی مبدل می‌باشد و قادر است تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد حرارتی مبدل را پیش‌بینی کند.

۴. نتیجه‌گیری

در این تحقیق ابتدا دو مدل با فرض‌های ساده شونده با در نظر گرفتن جریان‌های قالبی و متقاطع برای سیال سمت پوسته ارائه شده که با حل این دو مدل محدوده عملکرد مبدل حرارتی پوسته و لوله مشخص خواهد شد، سپس مدلی با تلفیق دو مدل ساده اولیه و با توجه به شرایط واقعی حاکم بر الگوی جریان سیال سمت پوسته ارائه شده که اثرات کلیه پارامترهای هندسی بر عملکرد مبدل حرارتی توسط ضرایب وزنی و از طریق روش محاسبه افت فشار و آنالیز جریان ویلس و جانستون[۶] در نظر گرفته می‌شود.

روش ارائه شده در مقایسه با سایر روش‌های موجود و بویژه روش‌های بر پایه CFD از پیچیدگی‌های محاسباتی بسیار کمتری برخوردار بوده و مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج آزمایشگاهی حاکی از دقت قابل قبول این روش جهت بررسی عملکرد مبدل‌های حرارتی دارای پوسته نوع E می‌باشد.

۵. مراجع

[1] Zukauskas, A., "*Heat Transfer From Tubes in Cross Flow*", Academic Press, Volume 8, PP. 93-158, New York, 1972.

[2] Donohue, D.A., "*Petroleum Refiner*", No.10 & 11, 1955.

[3] Kern, D.Q., "*Process Heat Transfer*", Mc Grow-Hill, New York, 1950.

[4] Tinker, T., "*Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers*", General Discussion on Heat Transfer, Institution of Mechanical Engineers, London, 1951, pp. 97-116.

[5] Palen, J.W., & Taborek, J., "*Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method*", Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol. 65, No.92, 1969, pp. 53-63.

[6] Wills, M.J.N.,& Johnston, D., "*A New and Accurate Hand Calculation Method for Shell Side Pressure Drop and Flow Distribution*", 22nd National Heat Transfer Conference, HTD No.36, ASME, New York, 1984, pp. 67-79.

[7] Bell, K.J., "*Delaware Method for Shell Side Design*", In S. Kakac, A. E.Bergles & F. Mayinger (eds.), Heat Exchangers Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, Hemisphere, New York, 1981, pp.581-618.

[8] Gaddis, E.S., & Gnielinski, V., "*Pressure Drop on the Shell Side of Shell and Tube Heat Exchangers with Segmental Baffles*", Chemical Engineering and Processing, No.36, 1997, pp.149-159.

[9] Patankar, S.V., & Spalding, D.B., "*A Calculation Procedure for the Transient and Steady State Behavior of Shell and Tube Heat Exchangers*", In N.F.Afghan and E.U. Echlunder (eds.), Heat Exchangers: Design and Theory Source Book, Mc Grow- Hill, New York, 1974.

[10] Prithiviraj, M., & Andrews, M.J., "*Three Dimensional Numerical Simulation of Shell and Tube Heat Exchangers*", Taylor & Francis, Volume 33, 1998, pp.799-828.

[11] Bes, T., & Roetzel, W., "*Thermal Analysis of Co-Directed Cross Flow Heat Exchangers*", In N.F. Afghan, M.D. Carvalho, A.B. Cohen and W. Roetzel (eds.) , New Developments In Heat Exchangers, Gordon & Breach Publishers, 1996.

[12] Roetzel, W., & Na Ranong, Ch., "*Axial Dispersion Model for Heat Exchangers*", International Journal of Heat Technology, Vol. 18, 2000, pp.7-17.

[13] Nassirpour, V., "*Development of a Combined Model to Predict the Temperature and Pressure Profiles in Shell and Tube Heat Exchangers*", M.S Thesis, Iran University of Science and Technology, Chemical Engineering Department, Feb 2006.

[14] Bell, K.J., "*Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchangers*", Bulletin No.5 University of Delaware Engineering Experimental Station, Newark, Delaware, 1963.

فهرست علائم و اختصارات

A	سطح انتقال‌حرارت (m^2)
B	پارامتر کمکی معادله (۱۴)
b_o	محیط یک ردیف لوله (m)
C	شدت جریان حرارتی (W/K)
c	شدت جریان حرارتی برای یک لوله (W/K)، c=C/n
E	سهم هر جریان از کل جریان سمت پوسته
k	ضریب کلی انتقال‌حرارت (W/m^2K)

Archive of SID

www.SID.ir

L	طول مبدل حرارتی (m)
l_o	عرض هر مسیر متقاطع (m)
m	تعداد مسیرهای متقاطع
$\dot{M}$	دبی جرمی هر یک از جریان‌های موجود در سمت پوسته (kg/s)
n	تعداد ردیف لوله‌های موجود در دسته لوله
NTU	تعداد واحدهای انتقال (بدون بعد)، NTU=kA/C
$ntu_{\perp}$	تعداد واحدهای انتقال سیال سمت پوسته به ازاء یک لوله ، $ntu_{\perp}= NTU_{\perp}/n$
Q	حرارت منتقل شده (W)
R	نسبت شدت ظرفیت‌های حرارتی، $R=C/C_{\perp}$
s	مسیر بدون بعد حرکت سیال سمت لوله، $s=x/l_o$
T	دمای بدون بعد سیال سمت لوله، $T=\frac{t-t_{in}}{t_{\perp in}-t_{in}}$
$t_{\perp}$,t	دمای سیالات سمت لوله و پوسته (^oC)
w	سرعت سیال سمت لوله (m/s)
$\overline{w}$	سرعت متوسط سیال سمت لوله (m/s)
x	جهت حرکت سیال سمت لوله (m)

علائم یونانی

ζ	طول بدون بعد ، ζ=x/L
μ	پارامتر کمکی معادله (۱۴)
υ	دمای بدون بعد سیال سمت پوسته، $\upsilon=\frac{t_{\perp}-t_{in}}{t_{\perp in}-t_{in}}$
ω	پارامتر وزنی

زیرنویس‌ها:

b	اشاره به جریان متقاطع (جریانB درمدل تینکر)
c	اشاره به جریان متقاطع جانبی (جریانC درمدل تینکر)
i	شمارنده تعداد ردیف لوله‌ها
j	شمارنده تعداد مسیرهای متقاطع
i±1/2	محدوده میان ردیف لوله‌هایi وi+1 یا i وi-1
in	ورودی
m	اشاره به دمای متوسط هر مقطع
out	خروجی
s	اشاره به جریان نشتی میان بفل و پوسته (جریانE درمدل تینکر)
t	اشاره به جریان نشتی میان بفل و لوله (جریانA درمدل تینکر)
T	اشاره به دبی جرمی سیال سمت پوسته
⊥	اشاره به سیال سمت پوسته

بالانویس‌ها

Actual	اشاره به جریان واقعی
Cross	اشاره به جریان متقاطع
Plug	اشاره به جریان قالبی

Archive of SID

www.SID.ir