مجله مهندسی مکانیک مدرس، تیر 1395، دوره 16، شماره 4، ص‌ص 297-306

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

پیش بینی ضریب اصطکاک سمت کویل در مبدل‌های حرارتی پوسته-کویل با استفاده روش عددی

اشکان علیمرادی[1]، فرزاد ویسی[2*]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه رازی، کرمانشاه

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه رازی، کرمانشاه

* کرمانشاه، صندوق پستی 6714967346 ، veysi@razi.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 12 بهمن 1394

پذیرش: 25 اسفند 1394

ارائه در سایت: 01 اردیبهشت 1395

کلید واژگان:

مبدل حرارتی

کویل

ضریب اصطکاک

عدد رینولدز

چکیده

در این کار جریان دائمی سیال در مبدل‌های حرارتی پوسته-کویل شبیه‌سازی و مورد تحلیل قرار گرفته است. با استفاده از روش عددی تأثیر پارامترهای گام، قطر کویل، قطر لوله، قطر پوسته، ارتفاع کویل، ارتفاع پوسته و عدد رینولدز بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل مورد بررسی قرار گرفته است. به طور کلی چهل وضعیت مختلف در کار عددی مورد تحلیل قرار گرفته است. آب به عنوان سیال کاری هر دو سمت انتخاب شده است که ویسکوزیته و هدایت حرارتی آن تابع دما در نظر گرفته شده است. برای در نظر گرفتن اثرات آشفتگی جریان از مدل K-ε استاندارد استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهند که قطر کویل مهمترین پارامتر هندسی مؤثر بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل می‌باشد، به طوری که با ثابت ماندن پارامترهای دیگر، اگر قطر کویل 60% افزایش یابد، ضریب اصطکاک کویل 30.6% کاهش می‌یابد. همچنین با ثابت ماندن پارامترهای دیگر، اگر قطر لوله دو برابر شود ضریب اصطکاک 16.5% افزایش می‌یابد، اگر ارتفاع پوسته 2 برابر شود ضریب اصطکاک سمت کویل 11.7% افزایش می‌یابد درحالی که اثر پارامترهای هندسی دیگر مبدل بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل بسیار کمتر از اثر قطر کویل، قطر لوله و ارتفاع پوسته می‌باشد. همچنین رابطه‌ای برای تخمین ضریب اصطکاک سمت کویل پیشنهاد شده است که علاوه بر اثر عدد رینولدز اثر کل پارامترهای هندسی تعریف شده را نیز شامل می‌شود. این رابطه برای محدوده گسترده‌ای از عدد رینولدز (عدد رینولدز بین 2700 تا 38000) قابل استفاده می‌باشد و با روابط ارائه شده در کارهای قبلی مقایسه شده است.

Prediction of the friction factor of the coil side in shell and coiled tube heat exchangers using numerical method

Ashkan Alimoradi, Farzad Veysi*

Department of Mechanical Engineering, Razi University, Kermanshah, Iran
*P.O.B. 6714967346 Kermanshah, Iran, veysi@razi.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 01 February 2016
Accepted 15 March 2016
Available Online 20 April 2016

Keywords:
Heat exchanger
Coil
Friction factor
Reynolds number

ABSTRACT

In this work steady flow of fluid in shell and coiled tube heat exchangers has been simulated then analyzed. Effect of pitch, coil diameter, tube diameter, shell diameter, coil height, shell height and Reynolds number on the friction factor of coil side has been investigated using numerical method. Forty cases have been analyzed in numerical work. The working fluid of both sides is water, the viscosity and thermal conductivity of which were assumed to be dependent on temperature. The standard K-ε model was used for turbulence. Results indicate that the diameter of the coil is the most effective geometrical parameter on the friction factor of the coil side so that by keeping other parameters constant, if the coil's diameter increases 60%, the friction factor will decrease 30.6%. Also, by keeping other parameters constant if the tube's diameter is doubled the friction factor of the coil side will increase 16.5%, if the shell's diameter is doubled the friction factor of the coil side will increase 11.7% while the effect of other geometrical parameters on the friction factor of the coil side is much less than the effect of coil diameter, tube diameter and shell height. Also, a correlation has been proposed for prediction of the friction factor of the coil side that contains the effect of all defined geometrical parameters in addition to Reynolds number. This correlation is applicable for a wide range of Reynolds number (2700< Re< 38000) and has been compared with the correlations proposed in previous works.

1- مقدمه

مبدل‌های حرارتی کویلی در صنایع مختلفی مانند سیستم‌های پایپینگ، تهویه مطبوع، انرژی خورشیدی، تانک‌های ذخیره و راکتورهای شیمیایی مورد استفاده قرار می‌گیرند. در واحدهای پتروشیمی مبدل حرارتی که برای خنک کاری روغن روان کننده و خنک کننده‌ی مکانیکال سیل پمپ‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد، یک مبدل حرارتی کویلی می‌باشد. این مبدل‌ها در

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

A. Alimoradi, F. Veysi, Prediction of the friction factor of the coil side in shell and coiled tube heat exchangers using numerical method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 4, pp. 297-306, 2016 (in Persian)

مقایسه با مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای برای انتقال حرارت به حجم و وزن کمتری نیازمندند. در ساختار این مبدل‌ها یک پوسته و یک لوله‌ی مارپیچ که از پیچاندن لوله با گام مشخص بر روی یک استوانه به وجود می‌آید (یعنی کویل) وجود دارند. جنس کویل‌ها معمولا از مس یا فولاد می‌باشد. افت فشار در این مبدل‌ها در کارهای مختلفی مورد مطالعه قرار گرفته است از جمله: بیگ‌زاده و همکاران [1] با استفاده از مدل شبکه‌ی عصبی مصنوعی موفق شدند که ضریب انتقال حرارت و اصطکاک را در یک کویل پیش بینی کنند. آن‌ها سیال گرم را برای سمت داخل کویل انتخاب کردند درحالی سمت خارج کویل در یک حمام آب سرد قرار داده شده است. در آزمایش‌هایی که انجام داده‌اند لوله‌های مارپیچ با نسبت انحناهای مختلف و گام‌های متفاوت مورد بررسی واقع شده‌اند (9 آرایش). خروجی‌های مدل آن‌ها عدد نوسلت و ضریب اصطکاک می‌باشند. نتایج با روابط ارائه شده در کارهای قبلی مقایسه شده‌اند و ملاحظه شده است که هماهنگی مناسبی بین آن‌ها وجود دارد. یکی از روابطی که با نتایج کار آن‌ها هماهنگی زیادی دارد رابطه (1) می‌باشد که توسط ایتو [2] ارائه شده است:

$$f = 0.304Re^{-0.25} + 0.029\sqrt{\delta} \quad (1)$$

آن‌ها همچنین در یک کار دیگر [3] با بکارگیری تکنیک سیستم استنتاج انشعابی نورونی انطباقی و الگوریتم ژنتیکی موفق شدند که ویژگی‌های جریانی و حرارتی سیال را در جریان داخل یک کویل مارپیچ پیش بینی کنند. نتایج آزمایش به عنوان ورودی‌های این مدل بکار گرفته شده و در نهایت رابطه (2) برای محاسبه‌ی ضریب اصطکاک سمت کویل پیشنهاد شده است:

$$f = 2.32Re^{-0.311}\delta^{0.467}\gamma^{-0.074} \quad (2)$$

پراسد [4] با بکارگیری روش تجربی انتقال حرارت و افت فشار را در مبدل‌های حرارتی کویلی مورد مطالعه قرار داد و رابطه (3) را برای محاسبه ضریب اصطکاک سمت کویل برای رژیم جریان مغشوش پیشنهاد کرد:

$$\frac{f}{f_s} = 1 + 0.18(Re(\frac{d_{t,i}}{d_c})^2)^{0.25} \quad (3)$$

که در آن f_s ضریب اصطکاک در یک لوله مستقیم در همان شرایط می‌باشد (یعنی رینولدز و قطر لوله یکسان). پیمنتا و همکاران [5] به صورت تجربی ضریب اصطکاک را برای جریان آرام کاملا توسعه یافته در یک کویل قائم با شرط مرزی دمای دیواره ثابت برای سیال‌های نیوتونی و غیر نیوتونی، پیش‌بینی کرده‌اند. سیال‌های نیوتونی مورد بررسی محلول‌های آبی گلیسرول با درصدهای وزنی: 25%، 36%، 43%، 59% و 78% بوده‌اند. نتایج نشان می‌دهند رابطه (4) که توسط هارت و همکاران [6] ارائه شده بهترین هماهنگی را با اندازه‌گیری‌های آن‌ها دارد:

$$\frac{f}{f_s} = 1 + \frac{0.09De^{1.5}}{70 + De} \quad (4)$$

وایت [7] نیز به صورت تجربی رابطه (5) را برای نسبت‌های مختلف قطر لوله به قطر کویل ارائه کرده است:

$$\frac{f}{f_s} = (1 - (1 - \left(\frac{11.6}{De}\right)^{0.45})^{2.2})^{-1} \quad (5)$$

موری و ناکایاما [8] به صورت تئوری رابطه (6) را برای محاسبه‌ی ضریب اصطکاک سمت کویل برای جریان ایزوترمال در داخل کویل‌ها پیشنهاد کرده اند:

$$\frac{f}{f_s} = \frac{0.108De^{0.5}}{1 - \frac{3.253}{De^{0.5}}} \quad ; \quad 13.5 < De < 2000 \quad (6)$$

تاربل و ساموئل [9] به صورت تئوری رابطه (7) را برای ضریب اصطکاک سمت کویل، در جریان ایزوترمال در داخل کویلی که گام آن خیلی کوچکتر از قطر آن می‌باشد ($p << d_c$)، پیشنهاد کرده اند:

$$\frac{f}{f_s} = 1 + \left(0.0008279 + 0.007964\frac{d_{t,i}}{d_c}\right)Re - 2.096 \times 10^{-7}Re^2$$
$$3 < d_c/d_{t,i} < 30 \quad , \quad 20 < Re < 500 \quad (7)$$

جو و همکارانش [10] با بکارگیری یک ژنراتور بخار، خواص هیدرولیکی جریان را در یک کویل مارپیچ مورد بررسی قرار دادند. آنها نشان دادند که عدد رینولدز بحرانی برای جریان سیال در یک کویل مارپیچ، بیشتر از یک لوله‌ی مستقیم می‌باشد. همچنین رابطه‌ی (8) را برای ضریب اصطکاک سمت کویل برای رژیم جریان مغشوش پیشنهاد کرده اند:

$$\frac{f}{f_s} = 1 + 0.11Re^{0.23}(\frac{d_{t,i}}{d_c})^{0.14} \quad , \quad De > 11.6 \quad (8)$$

پارامترهای هندسی می‌توانند نقش به سزایی در عملکرد هیدرولیکی مبدل‌ها ایفا کنند. خرقانی نژاد وهمکاران [11] به تحلیل گرمایی و هیدرولیکی مبدل‌های گرمایی فشرده‌ی صفحه‌ای با پره‌های موجدار پرداخته‌اند. آن‌ها نشان داده‌اند که ضریب اصطکاک یک مبدل گرمایی فشرده به شدت به نوع و پارامترهای هندسی وابسته است. آن‌ها اثر چهار پارامتر هندسی ارتفاع پره، فاصله‌بندی بین پره‌ها، دامنه و طول موج پره‌های موج‌دار را بر روی این ضریب‌ها در بازه گسترده‌ای از عدد رینولدز بررسی کرده‌اند. نتایج نشان می‌دهند که افزایش ارتفاع پره و کاهش فاصله بندی پره‌ها باعث افزایش ضریب اصطکاک خواهد شد.

همان‌طور که مشاهده می‌شود در کارهای قبلی فقط اثر پارامترهای هندسی قطر لوله، قطر کویل و در تعداد محدودی گام، بر روی ضریب اصطکاک مورد بررسی قرار گرفته‌اند. همچنین روابط بدست آمده عمدتا برای حالتی که شرط مرزی حرارتی اعمال شده بر روی دیواره‌ی کویل یا از نوع دما ثابت و یا از نوع شار حرارتی ثابت می‌باشد، پیشنهاد شده‌اند. در این کار علاوه بر پارامترهای هندسی ذکر شده، اثر ارتفاع کویل، قطر و ارتفاع پوسته نیز مورد بررسی قرار گرفته است که در هیچ یک از کارهای قبلی اثر این پارامترها بررسی نشده است. همچنین شرط مرزی اعمال شده بر روی دیواره‌ی کویل از نوع جابه‌جایی می‌باشد که عملا در بیش تر مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در صنعت اتفاق می‌افتد. به علاوه در این کار ویسکوزیته سیال به صورت تابع دما در نظر گرفته شده است تا اثرات انتقال حرارت نیز بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل بدست آید.

2- مدل عددی

در این کار ابتدا طراحی و شبکه‌بندی مبدل به ترتیب توسط نرم‌افزارهای کتیا و گمبیت و سپس تحلیل عددی مسأله توسط نرم‌افزار فلوئنت صورت گرفته است. در شکل 1 مبدل طراحی شده نشان داده شده است. پوسته‌ی این مبدل یک استوانه می‌باشد که کویل به صورت هم محور داخل آن قرار گرفته است.

در این کار علاوه بر شبیه‌سازی جریان سیال، انتقال حرارت نیز شبیه‌سازی شده است زیرا با انتقال حرارت دمای سیال‌ها تغییر خواهد کرد. با تغییر دما ویسکوزیته‌ی سیال نیز که تابعی از آن است تغییر خواهد کرد که در نتیجه عدد رینولدز نیز که یکی از پارامترهای مؤثر بر روی ضریب اصطکاک است تغییر خواهد کرد. جایاکومار و همکاران [12] مشاهده کردند که بکارگیری مقادیر ثابت برای خواص انتقالی و گرمایی سیال، باعث افزایش خطا در شبیه‌سازی انتقال حرارت می‌شود. بنابراین در این کار نیز برای افزایش دقت در شبیه‌سازی انتقال حرارت (و در نتیجه افزایش دقت در

شبیه‌سازی جریان سیال که به آن وابسته می‌باشد) ویسکوزیته و هدایت حرارتی مطابق روابط (9) و (10) تابع دما در نظر گرفته شده اند (همان روابطی که جایاکومار و همکاران [12] از آنها برای ویسکوزیته و هدایت حرارتی آب بهره برده‌اند):

$$\mu(T) = (2.1897 \times 10^{-11})T^4 - (3.055 \times 10^{-8})T^3 + (1.6028 \times 10^{-5})T^2 - (0.0037524)T + (0.33158) \quad (9)$$

$$k(T) = (1.5362 \times 10^{-8})T^3 - (2.261 \times 10^{-5})T^2 + (0.010879)T - (1.0294) \quad (10)$$

در شکل 2 نیز پارامترهای هندسی که می‌توانند بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل مؤثر باشند، نشان داده شده‌اند. پارامترهای قطر لوله، قطر کویل، ارتفاع کویل و گام متعلق به خود کویل می‌باشند و بنابراین می‌توانند به طور مستقیم بر ضریب اصطکاک سمت کویل تأثیر بگذارند. اما پارامترهای قطر و ارتفاع پوسته که متعلق به پوسته می‌باشند با تأثیر گذاشتن بر روی میدان دمای خارجی کویل (و با توجه به این نکته که جریان سیال و انتقال حرارت توسط ویسکوزیته به همدیگر کوپل می‌باشند) می‌توانند بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل نیز تأثیر بگذارند.

در این کار مبدل‌ها با ابعاد مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرند. همه‌ی این مبدل‌ها در یک بعد با یک مبدل مرجع تفاوت دارند. ابعاد مبدل مرجع در جدول 1 نشان داده شده است. همچنین برای بررسی تأثیر پارامترهای هندسی بر روی ضریب اصطکاک، این ابعاد مطابق جدول 2 تغییر خواهند کرد.

برای کاهش حجم فایل شبکه، سعی شده که بیشتر قسمت‌های مبدل (مانند کویل و فضای داخلی) به صورت سازمان یافته شبکه‌بندی شود.

شکل‌های 3 و 4 قسمت‌های مختلف مبدل شبکه‌بندی شده را نشان می‌دهند که در بیشتر قسمت‌های آن از المان‌های پنج وجهی یا شش وجهی استفاده شده است. اما در جاهایی که امکان شبکه بندی سازمان یافته وجود نداشته است از شبکه‌های بی سازمان چهار وجهی استفاده شده است (فضای اطراف کویل و نواحی ورودی و خروجی).

علاوه بر سه معادله اصلی حاکم بر مسأله (یعنی پیوستگی، مومنتوم و

جدول 1 ابعاد مبدل مرجع

Table 1 Dimensions of the reference exchanger

پارامتر	l	p	H_{sh}	H_c	d_t	d_c	d_{sh}
مقدار(متر)	2.64	0.02	0.24	0.20	0.01	0.08	0.12

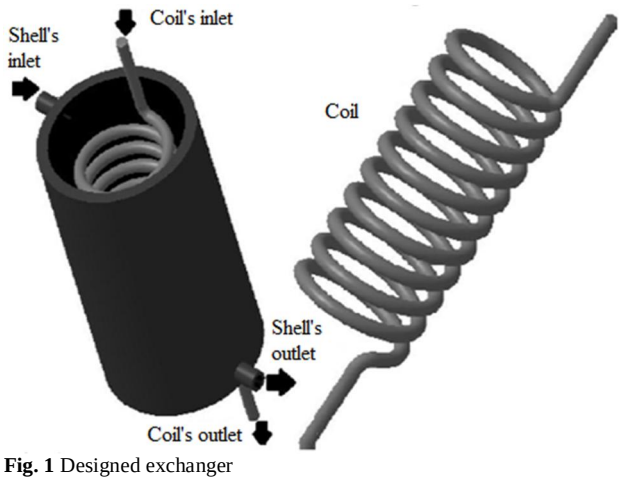

Fig. 1 Designed exchanger

شکل 1 مبدل طراحی شده

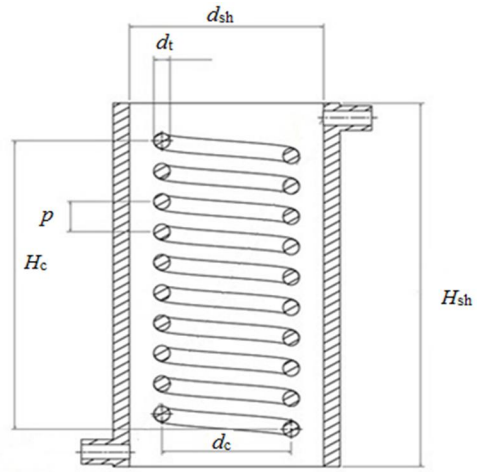

Fig. 2 Geometrical parameters of the heat exchanger

شکل 2 پارامترهای هندسی مبدل حرارتی

جدول 2 محدوده تغییر پارامترهای هندسی (برحسب متر)

Table 2 Range of geometrical parameters

پارامتر	مقدار(متر)
قطر لوله	0.007, 0.008, 0.010, 0.011, 0.013, 0.016
قطر کویل	0.06, 0.07, 0.08, 0.10
گام	0.0154, 0.022, 0.033, 0.040
قطر پوسته	0.10, 0.12, 0.014, 0.22
ارتفاع کویل	0.12, 0.14, 0.016, 0.20
ارتفاع پوسته	0.24, 0.28, 0.32, 0.40

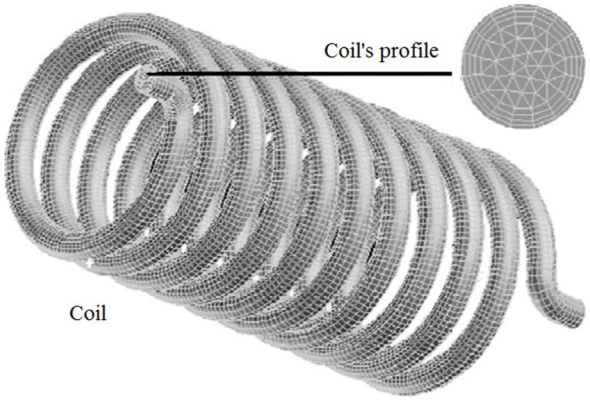

Fig. 3 Created mesh on the coil

شکل 3 شبکه‌ی ایجاد شده بر روی کویل

انرژی) باید مدلی برای درنظرگیری اثرات اغتشاش به کار گرفته شود. در این کار از مدل K-ϵ استاندارد استفاده شده است که انتخاب خوبی برای جریان‌هایی می‌باشد که شامل لایه مرزی‌های تحت گرادیان‌های فشار منفی، چرخش و جدایی جریان می‌باشند [13]. دما و سرعت سیال‌های ورودی برای هر دو سمت معلوم می‌باشند. نرم‌افزار فلوئنت علاوه بر این دو مورد، مقادیر قطر هیدرولیکی و شدت اغتشاش را برای ورودی و خروجی درخواست می‌کند. قطر هیدرولیکی برای سمت کویل همان قطر داخلی لوله و برای سمت پوسته همان قطر سوراخ ورودی در نظر گرفته می‌شود. شدت اغتشاش

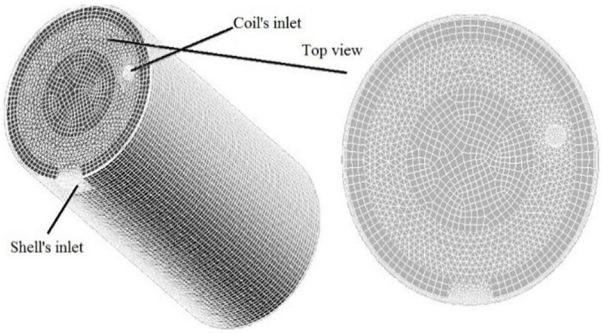

Fig. 4 Created mesh on the exchanger

شکل 4 شبکه‌ی ایجاد شده بر روی مبدل

(I) برابر با نسبت ریشه‌ی مجموع مجذور مولفه‌های نوسانی سرعت به سرعت متوسط می‌باشد که در جریان توسعه یافته در هسته‌ی یک داکت از رابطه تجربی (11) بدست می‌آید [14]:

$$I = 0.16 Re_{Dh}^{-1/8} \quad (11)$$

در تحلیل مسأله فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

الف) جریان دائم است.

ب) سیال کاری در هر دو سمت آب می‌باشد.

ج) در محدوده دمایی مورد بررسی ($0\leq T\leq 100\ ^{\circ}C$) تغییرات چگالی و ظرفیت گرمایی ویژه ناچیز است و بنابراین در محاسبات ثابت فرض می‌شوند (ρ=998.2 kg/m^3, C_p=4182 J/kgK). اما تغییرات ویسکوزیته و هدایت حرارتی قابل چشم پوشی نیست (تغییرات مطابق معادلات 8 و 9 می‌باشد).

یکی از شرایط لازم برای مقبولیت مدل توربولنس بکار رفته (K-$\acute{\varepsilon}$) مقدار y^+ برای اولین سلول چسبیده به دیواره‌ها می‌باشد. در حقیقت سلول‌های اول باید طوری باشند که در زیرلایه‌ی بافر (ناحیه بین زیرلایه‌های آرام و مغشوش) از لایه‌ی مرزی قرار نگیرند ($30 > y^+ > 5$) [15]. زیرا تنش برشی روی دیواره و در نتیجه نیروی اصطکاک بر مبنای سرعت سیال در داخل اولین سلول‌های چسبیده به دیواره محاسبه می‌شوند. با بکارگیری مقادیر سرعت در زیرلایه بافر برای محاسبه‌ی تنش برشی، نتایج نادرستی برای این پارامتر (یعنی تنش برشی) حاصل خواهد شد. بنابراین پس از حل مسأله، مقدار y^+ برای دیواره‌های داخلی و خارجی کویل و همچنین دیواره داخلی پوسته کنترل می‌شود. اگر این مقدار از 5 بیشتر باشد سلول‌های نزدیک به دیواره‌ها به سلول‌های کوچکتری تقسیم شده تا نهایتا شرط اخیر برقرار شود. همچنین برای تایید نتایج حاصل از حل عددی و استقلال جواب از تراکم شبکه، مقادیر دماهای خروجی هر دو سمت، افت فشار سمت کویل و مقدار y^+ دیواره‌ی داخلی کویل برای پنج شبکه با تعداد المان‌های متفاوت که در جدول 3 نشان داده شده است برای یک وضعیت خاص (از چهل وضعیت حل شده) بررسی شده اند.

محاسبات عددی تا زمانی انجام شده است که باقیمانده‌ی معادلات اصلی حاکم بر مسأله مطابق زیر شوند:

الف) باقیمانده‌ی معادله‌ی پیوستگی و معادلات مومنتوم در هر سه راستا کمتر از 10^{-4}

ب) باقیمانده معادله‌ی انرژی کمتر از 10^{-7}

پ) باقیمانده‌ی معادلات K و $\acute{\varepsilon}$ کمتر از 10^{-3}

پس از آنکه حل عددی انجام شد، با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت می‌توان افت فشار سمت کویل را بدست آورد. با بدست آمدن افت فشار می‌توان با استفاده از رابطه (12) ضریب اصطکاک را بدست آورد (سایر پارامترهای موجود در رابطه (12) برای هر وضعیت معلوم می‌باشند):

$$f = \frac{2\Delta P d_{t,i}}{\rho u^2 l} \quad (12)$$

فرض بر آن است که ضریب اصطکاک تابعی از پارامترهای موجود در رابطه (13) می باشد:

$$f = F(Re, d_{t,i}, d_c, d_{sh}, H_c, H_{sh}, p) \quad (13)$$

همه پارامترهای هندسی بر قطر لوله تقسیم خواهند شد و به این صورت گروه‌های بی‌بعد هندسی (یعنی گام بی‌بعد، قطر بی‌بعد کویل، قطر بی‌بعد پوسته، ارتفاع بی‌بعد کویل و ارتفاع بی‌بعد پوسته نامیده می‌شوند) موجود در رابطه (14) تشکیل خواهند شد:

$$f = F(Re, \frac{p}{d_{t,i}}, \frac{d_c}{d_{t,i}}, \frac{d_{sh}}{d_{t,i}}, \frac{H_c}{d_{t,i}}, \frac{H_{sh}}{d_{t,i}}) \quad (14)$$

پس از آنکه اثر هر یک از گروه‌های بی‌بعد موجود در رابطه 14 بدست آمد مشاهده شده است که منحنی توانی بهترین انطباق را با نتایج دارد. بنابراین رابطه 14 به رابطه (15) تبدیل خواهد شد:

$$f = c_0 Re^{n_0} (\frac{p}{d_{t,i}})^{n_1} (\frac{d_c}{d_{t,i}})^{n_2} (\frac{d_{sh}}{d_{t,i}})^{n_3} (\frac{H_c}{d_{t,i}})^{n_4} (\frac{H_{sh}}{d_{t,i}})^{n_5} \quad (15)$$

هدف محاسبه ضریب c_0 و توان‌های n_0 تا n_5 می‌باشد که در قسمت نتایج همه این موارد بدست آمده‌اند.

جدول 3 تعداد سلول‌ها در پنج شبکه‌ی مختلف جهت بررسی استقلال جواب از حجم شبکه

Table 3 Number of cells in five different grids

شبکه	5	4	3	2	1
تعداد سلول‌های سمت کویل ($\times 10^5$)	4.72	3.82	3.51	3.12	1.56
تعداد سلول‌های سمت پوسته ($\times 10^5$)	10.6	8.14	7.49	6.66	4.64

3- نتایج

3-1- کانتور سرعت

در شکل 5 کانتور سرعت در مقطعی از مبدل نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در هر مقطع از کویل بیشینه سرعت سیال در نواحی می‌باشد که از محور کویل دورتر می باشند در حالی که، در جریان سیال در یک لوله مستقیم بیشینه‌ی سرعت سیال در مرکز مقطع می‌باشد. علت این تفاوت را می‌توان به وجود جریان ثانویه در کویل نسبت داد. جایاکومار وهمکاران [16] نیز در کار خود به همین نتیجه دست یافتند.

3-2- اثر عدد رینولدز

برای بررسی اثر عدد رینولدز طبق تعریف آن به نظر می‌رسد که می‌توان پارامترهای چگالی، سرعت ورودی، قطر لوله و ویسکوزیته را تغییر داد (از نظر تحلیل ابعادی تفاوتی ندارد که کدام یک ازین پارامترها تغییر کند). اما چون سیال انتخاب شده (یعنی آب) ثابت می باشد بنابراین برای تمام حالت‌ها چگالی نیز ثابت می‌باشد. همچنین اگر قطر لوله تغییر داده شود طبق رابطه (15) سایر پارامترهای هندسی دیگر نیز تغییر خواهند کرد که در نتیجه نمی‌توان اثر عدد رینولدز را بدست آورد.

بنابراین برای بررسی اثر عدد رینولدز بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل، تنها می‌توان سرعت و ویسکوزیته را تغییر داد. نحوه این تغییرات در

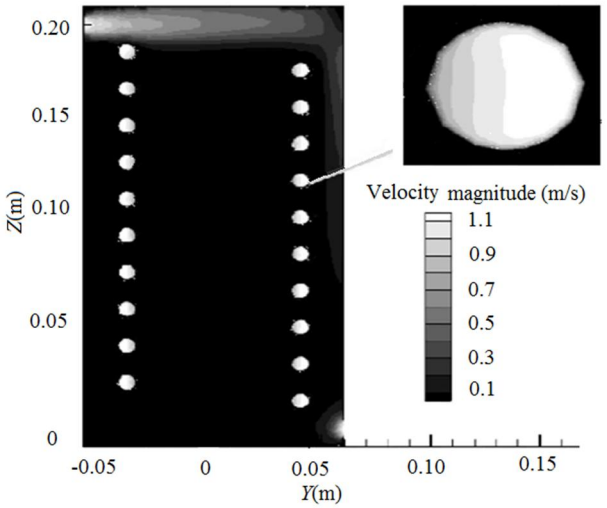

Fig. 5 Contour of the velocity on a section of the exchanger

شکل 5 کانتور سرعت در مقطعی از مبدل

زیر بیان شده است:

1- با ثابت نگه داشتن دماهای ورودی و پارامترهای هندسی، سرعت سیال در داخل کویل از 0.25 تا 3 متر بر ثانیه تغییر داده شده است و بنابراین عدد رینولدز نیز تغییر کرده است.

2- با ثابت نگه داشتن سرعت‌های ورودی و پارامترهای هندسی، دمای سیال ورودی به کویل از 10 تا 90 درجه سلسیوس تغییر داده شده است که در نتیجه‌ی آن ویسکوزیته سیال (مطابق رابطه (9)) و سپس عدد رینولدز تغییر خواهند کرد.

به طور کلی برای بررسی اثر عدد رینولدز چهارده وضعیت مختلف که در جدول 4 نشان داده شده است، مورد بررسی قرار گرفته است که نتایج آن در شکل 6 نشان داده شده است.

همان‌طور که دیده می‌شود، مانند جریان (آرام و مغشوش) در داخل یک لوله مستقیم، با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد که می‌توان به این صورت توجیه کرد که طبق تعریف عدد رینولدز، یکی از مواردی که می‌تواند باعث افزایش آن شود، کاهش ویسکوزیته سیال می‌باشد. با کاهش ویسکوزیته، تنش برشی روی دیواره و در نتیجه نیروی اصطکاک و ضریب آن کاهش خواهد یافت. با توجه به همین شکل 6 می‌توان مشاهده کرد که Re می‌تواند با استفاده از یک تقریب توانی به ضریب اصطکاک مرتبط شود:

$$f = c_1 Re^{-0.25} \quad , \quad 2700 < Re < 38000 \qquad (16)$$

که c_1 یک ضریب ثابت می‌باشد. بنابراین توان n_0 در رابطه (15) برابر با

جدول 4 محدوده‌ی تغییرات سرعت، ویسکوزیته و عدد رینولدز

Table 4 Range of velocity, viscosity and Reynolds number

سرعت (متر بر ثانیه)	عدد رینولدز	ویسکوزیته (پاسکال در ثانیه)	عدد رینولدز
0.25	2751.8	0.0007234	13796.2
0.50	5241.7	0.0005632	17721.4
0.75	7646.7	0.0004653	21447.5
1	13796.2	0.0003969	25146.3
1.25	17054	0.0003788	26344.3
1.50	20276.5		
1.75	23434.8		
2	26537.3		
2	38467.4		

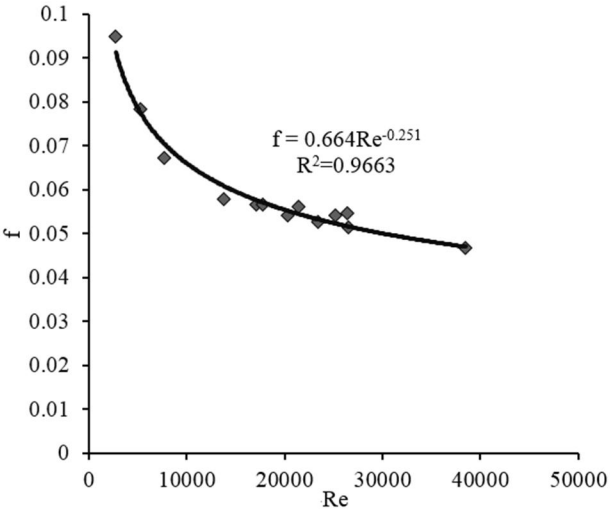

Fig. 6 Effect of Reynolds number on the friction factor

شکل 6 تأثیر عدد رینولدز بر روی ضریب اصطکاک

0.25- می‌باشد که دقیقا همان توانی است که توسط ایتو [1] در رابطه (1) بدست آمده است.

3-3- اثر قطر بی‌بعد کویل

در بررسی اثر هر پارامتر هندسی، سرعت‌های ورودی برای هر دو سمت 1 متر بر ثانیه ودمای سیال‌های ورودی برای سمت کویل و پوسته به ترتیب 20 و 90 درجه‌ی سلسیوس در نظر گرفته شده است. با تغییر هر پارامتر هندسی دمای سیال‌های خروجی و در نتیجه ویسکوزیته (مطابق رابطه (9)) و به دنبال آن عدد رینولدز تغییر خواهد کرد. بنابراین عدد رینولدز که اثر آن در قسمت قبل به دست آمد، در نمودارهای مربوط به همه‌ی پارامترهای هندسی ظاهر می‌شود.

برای بررسی اثر قطر بی‌بعد کویل با توجه به جدول 2 مقدار قطر کویل در مبدل مرجع تغییر داده شده است و سایر ابعاد این مبدل‌ها مطابق جدول 1 ثابت خواهند ماند. نتایج در شکل 7 نمایش داده شده است.

تأثیر این پارامتر نیز بر روی ضریب اصطکاک مطابق رابطه توانی (17) بدست آمده است:

$$fRe^{0.25} = c_2 \left(\frac{d_c}{d_{t,i}}\right)^{-0.78} \qquad (17)$$

که c_2 یک ضریب ثابت می‌باشد.

طبق رابطه (17) اگر قطر کویل 60% افزایش یابد، ضریب اصطکاک 30.6% کاهش پیدا خواهد کرد که می‌توان به این صورت توجیه کرد که با افزایش قطر کویل، شعاع انحنای مسیر حرکت ذرات سیال مطابق رابطه (18) [17] افزایش می‌یابد. با افزایش شعاع انحنای کویل، افت فشار و ضریب اصطکاک نیز کاهش می‌یابند [6].

$$r = \frac{\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 + p^2}{\frac{d_c}{2}} \qquad (18)$$

4-3- اثر گام بی‌بعد

برای بررسی اثر گام بی‌بعد مطابق جدول 2 گام تغییر خواهد کرد سایر ابعاد مطابق ابعاد مبدل مرجع خواهند بود که در جدول 1 نشان داده شده است. نتایج در شکل 8 نشان داده شده است و یک منحنی توانی بر نقاط منطبق شده است. بنابراین اثر گام بی‌بعد مطابق رابطه (19) خواهد بود:

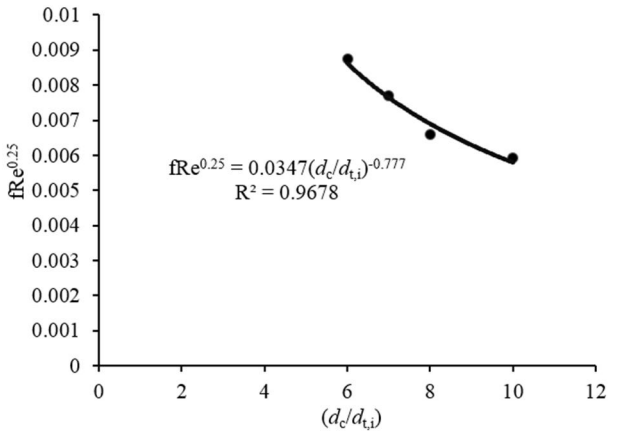

Fig. 7 Effect of coil's diameter on the friction factor

شکل 7 تأثیر قطر کویل بر روی ضریب اصطکاک

$$fRe^{0.28} = c_3\left(\frac{p}{d_{t,i}}\right)^{-0.04} \quad (19)$$

که c_3 یک ضریب ثابت می‌باشد. ملاحظه می‌شود که اثر گام بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل تقریبا ناچیز می‌باشد، به طوری که اگر گام دو برابر شود ضریب اصطکاک تنها 2.7% کاهش می‌یابد که می‌توان به این صورت توجیه کرد که با افزایش گام، شعاع انحنای مسیر حرکت ذرات سیال نیز مطابق رابطه (18) افزایش می‌یابد ودر نتیجه مانند اثر افزایش قطر کویل، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد اما چون در عمل قطر کویل خیلی بزرگتر از گام می‌باشد، مطابق رابطه (18) با دو برابر شدن قطر کویل افزایش در شعاع انحنا خیلی بیشتر از حالتی است که گام دو برابر می‌شود. بنابراین تأثیری که گام بر روی ضریب اصطکاک دارد خیلی کمتر از تأثیر قطر کویل می‌باشد. توان 0.04- بدست آمده برای گام با توان 0.074- که توسط بیگ زاده و همکارانش [3] بدست آمده اختلاف کمی دارد.

3-5- اثر ارتفاع بی‌بعد کویل

برای بررسی ارتفاع بی‌بعد کویل مطابق جدول 2 ارتفاع کویل تغییر داده خواهد شد سایر ابعاد مطابق ابعاد مبدل مرجع خواهند بود که در جدول 1 نشان داده شده است. نتایج در شکل 9 نمایش داده شده است و یک منحنی توانی بر نقاط منطبق شده است.

بنابراین اثر ارتفاع بی‌بعد کویل مطابق رابطه (20) خواهد بود:

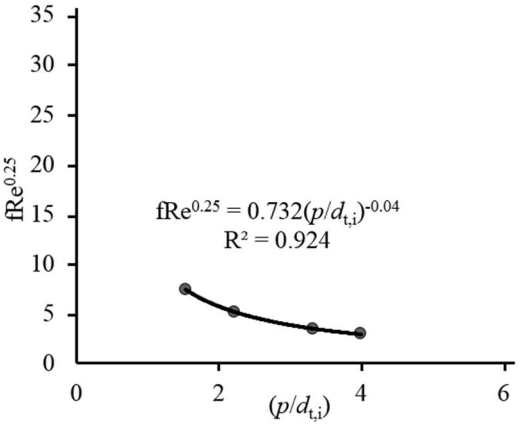

Fig. 8 Effect of pitch on the friction factor

شکل 8 تأثیر گام بر روی ضریب اصطکاک

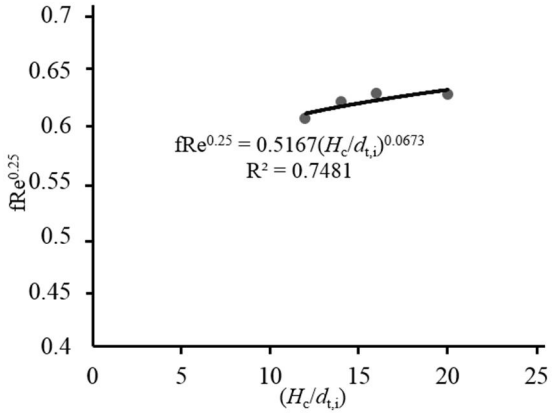

Fig. 9 Effect of coil's height on the friction factor

شکل 9 تأثیر ارتفاع کویل بر روی ضریب اصطکاک

$$fRe^{0.25} = c_4\left(\frac{H_C}{d_{t,i}}\right)^{0.067} \quad (20)$$

افزایش در این پارامتر باعث افزایش در ضریب اصطکاک سمت کویل می‌شود. تأثیر این پارامتر در هیچ یک از کارهای قبلی مورد بررسی قرار نگرفته است. مطابق رابطه (20) اگر ارتفاع کویل 50% افزایش پیدا کند (و پارامترهای هندسی دیگر ثابت بمانند) ضریب اصطکاک 4.8% افزایش پیدا خواهد کرد که می‌توان به این صورت توجیه کرد که با تغییر این پارامتر، میدان دمای خارج کویل مطابق شکل 10 تغییر خواهد کرد که در نتیجه می‌تواند باعث تغییر ضریب انتقال حرارت (شرط مرزی حرارتی اعمال شده بر روی سطوح خارجی لوله می‌تواند باعث تغییر عدد نوسلت و در نتیجه ضریب انتقال حرارت شود. به عنوان مثال در جریان آرام در داخل لوله مسقیم، عدد نوسلت برای حالتی که شار حرارتی ثابتی بر روی دیواره اعمال می‌شود برابر 4.36 است، در حالی که هنگامی که دمای دیواره ثابت است برابر 3.66 می‌باشد.) و به دنبال آن (طبق اصل مشهور تشابه رینولدز) تغییر ضریب اصطکاک شود.

3-6- اثر ارتفاع و قطر بی‌بعد پوسته

تغییرات این دو پارامتر نیز مطابق جدول 2 خواهد بود. تأثیر این پارامترها بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل در هیچ کار قبلی مورد بررسی قرار نگرفته است. با تغییر این دو پارامتر، میدان دمای خارج کویل تغییر خواهد کرد (مانند تغییر میدان دما بر اثر تغییر ارتفاع کویل که در شکل 10 نشان داده شده است) که در نتیجه می‌توانند باعث تغییر ضریب اصطکاک شود (مشابه آنچه که در قسمت قبل بیان شد). نتایج در شکل‌های 11 و 12 نشان داده شده‌اند. توان‌های مربوط به این دو پارامتر (یعنی n_3 و n_5) نیز مطابق روابط (19) و (20) می‌باشند:

$$fRe^{0.25} = c_5\left(\frac{H_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{0.16} \quad (21)$$

$$fRe^{0.25} = c_6\left(\frac{d_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{0.06} \quad (22)$$

با توجه به رابطه‌های (21) و (22) می‌توان به این نتیجه دست یافت که اگر ارتفاع و قطر پوسته دوبرابر شوند (وسایر پارامترها ثابت بمانند) ضریب اصطکاک به ترتیب 11.7% و 4.2% افزایش خواهد یافت.

3-7- رابطه نهایی برای محاسبه‌ی ضریب اصطکاک

با به بدست آمدن اثر همه پارامترهای بیان شده در قسمت‌های قبل توان‌های

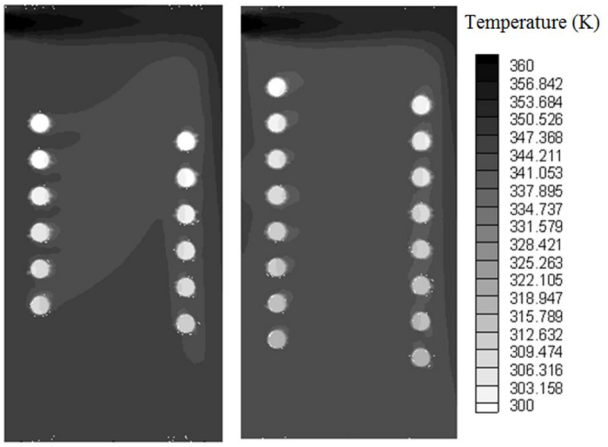

Fig. 10 change of temperature field with change of coil's height

شکل 10 تغییر میدان دما به علت تغییر ارتفاع کویل

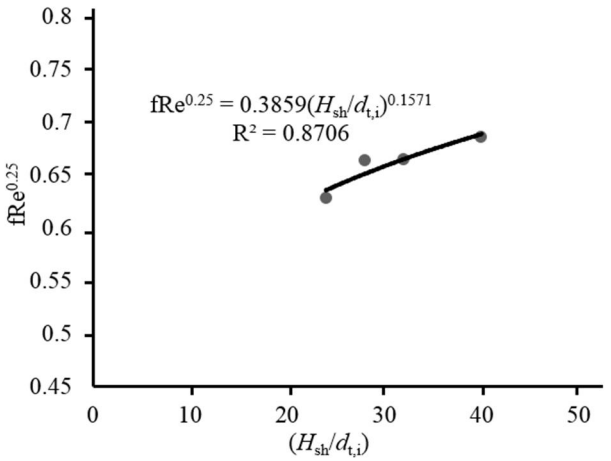

Fig. 11 Effect of shell's height on the friction factor

شکل 11 تأثیر ارتفاع پوسته بر روی ضریب اصطکاک

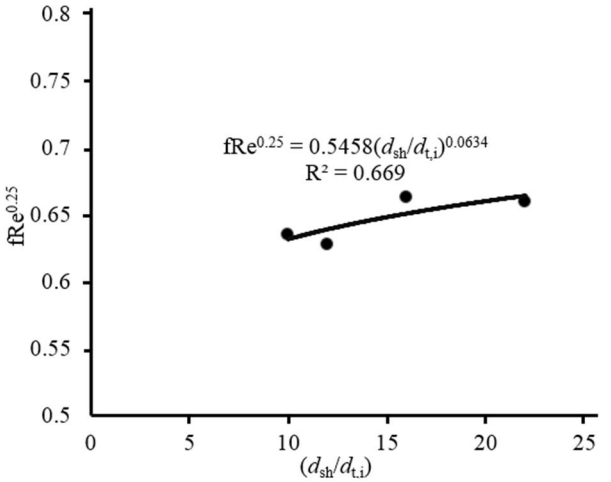

Fig. 12 Effect of shell's diameter on the friction factor

شکل 12 تأثیر قطر پوسته بر روی ضریب اصطکاک

مجهول رابطه (15) مطابق رابطه (23) بدست خواهند آمد:

$$f = c_0 \mathrm{Re}^{-0.25}\left(\frac{p}{d_{t,i}}\right)^{-0.04}\left(\frac{d_c}{d_{t,i}}\right)^{-0.78}\left(\frac{d_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{0.06}\left(\frac{H_c}{d_{t,i}}\right)^{0.07}\left(\frac{H_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{0.16} \quad (23)$$

با در نظر گرفتن همه‌ی چهل حالت مورد بررسی شده در قسمت‌های قبل، می‌توان ضریب رابطه (23) (یعنی c_0) را بدست آورد. نتایج در شکل 13 نشان داده شده است.

بنابراین رابطه نهایی برای پیش‌بینی ضریب اصطکاک سمت کویل مطابق رابطه (24) پیشنهاد می‌شود:

$$f = 1.428\mathrm{Re}^{-0.25}\left(\frac{p}{d_{t,i}}\right)^{-0.04}\left(\frac{d_c}{d_{t,i}}\right)^{-0.78}\left(\frac{d_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{0.06}\left(\frac{H_c}{d_{t,i}}\right)^{0.07}\left(\frac{H_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{0.16} \quad (24)$$

رابطه (24) محدود به ضریب اصطکاک جریان در داخل کویلی می‌باشد که به صورت هم محور در داخل یک پوسته‌ی استوانه‌ای قرار می‌گیرد. به علاوه شرط مرزی حرارتی اعمال شده بر روی دیواره‌ی خارجی کویل نه از نوع دما ثابت است و نه از نوع شار حرارتی ثابت، بلکه از نوع جابه‌جایی سیال به سیال می‌باشد. محدوده‌ی پارامترهای عملیاتی و هندسی برای استفاده از رابطه (24) به صورت زیر است (بر مبنای جدول‌های 2 و 4):

$2700 < \mathrm{Re} < 38000$
$6 < (d_c/d_{t,i}) < 10$
$1.54 < (p/d_{t,i}) < 4$
$12 < (H_c/d_{t,i}) < 20$
$24 < (H_{sh}/d_{t,i}) < 40$
$10 < (d_{sh}/d_{t,i}) < 22$

با دقت در رابطه (24) می‌توان متوجه شد که قطر کویل مهمترین پارامتر هندسی مؤثر بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل می‌باشد. همچنین مطابق رابطه (24) می‌توان تأثیر قطر لوله را بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل (با ثابت ماندن سرعت و سایر پارامترهای هندسی دیگر) بدست آورد:

$$f\mathrm{Re}^{0.25} = c_7 d_{t,i}^{0.47} \quad (25)$$

علاوه براین می‌توان با تغییر قطر لوله مطابق جدول 2 و ثابت نگه داشتن سایر ابعاد مطابق جدول 1 اثر قطر لوله را نیز بدست آورده و با توان بدست آمده در رابطه (24) مقایسه کرد. نتایج در شکل 14 نشان داده شده است.

ملاحظه می‌شود توان بدست آمده برای قطر لوله برابر 0.49 است که به عدد 0.47 در رابطه (24) بسیار نزدیک می‌باشد. این هماهنگی خود می‌تواند تایید کننده‌ای برای نتایج بدست آمده باشد. همچنین با توجه به رابطه (24) می‌توان نتیجه گرفت که با ثابت ماندن سرعت ورودی وسایر پارامترهای هندسی، اگر قطر لوله دو برابر شود ضریب اصطکاک 16.5% افزایش می‌یابد.

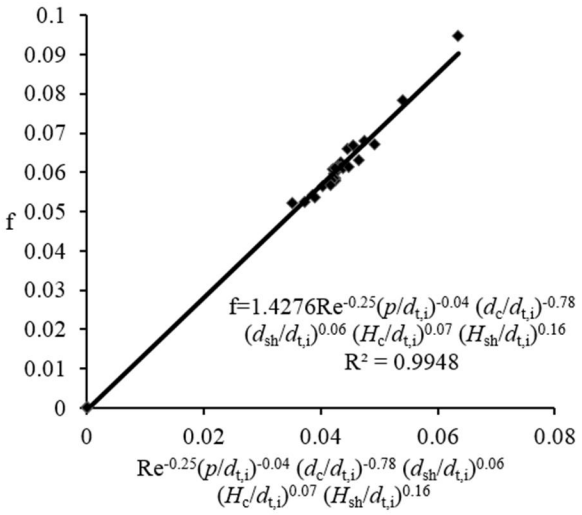

Fig. 13 Obtain of coefficient of equation 23

شکل 13 بدست آوردن ضریب رابطه (23)

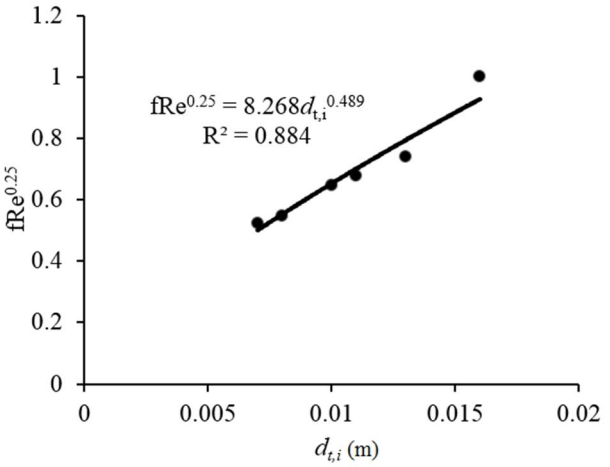

Fig. 14 Effect of tube's diameter on the friction factor

شکل 14 تأثیر قطر لوله بر روی ضریب اصطکاک

3-8- استقلال حل از شبکه و صحت‌سنجی عددی نتایج

همان‌طور که در جدول 5 مشاهده می‌شود تغییر در دماهای خروجی و تغییر در افت فشار از شبکه 4 به شبکه 5 به ترتیب به کم‌تر از 0.1 درجه‌ی سلسیوس و 0.1 کیلوپاسکال می‌رسد بنابراین در این حالت با ریزتر کردن شبکه دقت افزایش پیدا نمی‌کند و جواب مسأله مستقل از تعداد المان‌های شبکه خواهد شد. همچنین شرط ($y^+ < 5$) برای شبکه‌های 4 و 5 برقرار می‌باشد که حاکی از آن است که نتایج بدست آمده برای شبکه‌ی 4 و 5 قابل اعتماد می‌باشد.

همچنین افت فشارهای چهار حالت مختلف، با در نظرگیری چهار مدل اغتشاشی متفاوت در شکل 15 با همدیگر مقایسه شده اند.

در هر چهار حالت بررسی شده، دمای سیال‌های ورودی به پوسته و کویل به ترتیب 90 و 5 درجه‌ی سلسیوس در نظر گرفته شده است در حالی که سرعت سیال‌های ورودی به هر دو سمت برای وضعیت‌های 1، 2، 3 و 4 به ترتیب برابر 0.25، 0.50، 0.75 و 1 متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است. حداکثر اختلاف در افت فشار بدست آمده توسط مدل مورد استفاده در این کار (یعنی مدل K-$\acute{\epsilon}$ استاندارد) و مدل‌های دیگر، 5.9 درصد می‌باشد. این اختلاف کم نشان دهنده‌ی آن است که انتخاب هریک از این مدل‌ها اغتشاشی تأثیر در افت فشار و ضریب اصطکاک بدست آمده ندارد و حل عددی مستقل از مدل اغتشاشی انتخاب شده می‌باشد.

جدول 5 استقلال از شبکه

Table 5 Mesh independency

شبکه	5	4	3	2	1
دمای خروجی سمت کویل (سلسیوس)	82.74	82.65	82.60	82.10	81.49
دمای خروجی سمت پوسته (سلسیوس)	60.95	60.97	61.18	63.67	66.65
افت فشار(کیلو پاسکال)	7.638	7.643	7.864	8.952	10.053
Y^+ دیواره‌ی داخلی کویل	4.42	4.92	5.89	6.95	8.32

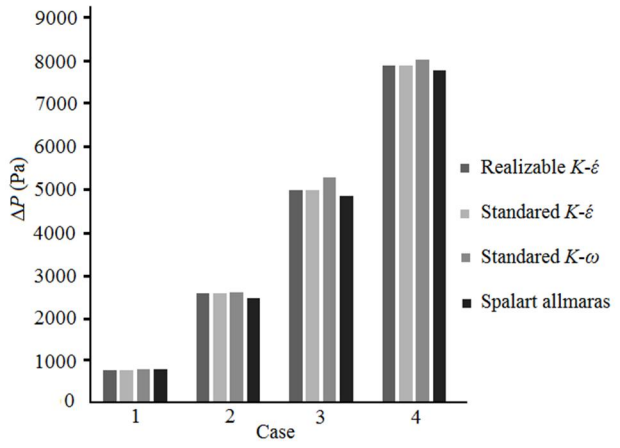

Fig. 15 Comparison of turbulent models

شکل 15 مقایسه‌ی مدل‌های اغتشاشی

3-9- صحت‌سنجی تجربی نتایج

در شکل 16 رابطه (24) با تعدادی از روابط ارائه شده در کارهای قبلی که بر اساس داده‌های تجربی بدست آمده‌اند و در محدوده کار فعلی قابل استفاده می‌باشند، مقایسه شده است (سایر روابط معرفی شده در قسمت مقدمه به طور کامل محدوده عدد رینولدز و پارامترهای هندسی در کار فعلی را پوشش نمی‌دهند). همان‌طور که مشاهده می‌شود، رابطه (2) نسبت به رابطه‌های (1) و (8) شیب کمتری دارد که نشان دهنده‌ی هماهنگی بیشتر آن با کار فعلی می‌باشد. به طور متوسط ضریب اصطکاک بدست آمده توسط رابطه (2)، 8.36% کمتر از ضریب اصطکاک بدست آمده توسط کار فعلی می‌باشد در حالی که این اختلاف برای رابطه‌های (1) و (8) به ترتیب 35.98% و 15.3% می‌باشد. این تفاوت می‌تواند به این خاطر باشد که در رابطه‌های (1) و (8) اثری از گام کویل دیده نمی‌شود در حالی که در روابط (2) و (24) اثر پارامتر گام در رابطه قابل مشاهده می‌باشد. بنابراین هرچند که تأثیر گام بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل مانند تأثیر قطر کویل نمی‌باشد، اما در نظر نگرفتن آن می‌تواند خطای زیادی در محاسبه ضریب اصطکاک ایجاد کند. از نظر منطقی نیز انتظار می‌رود که با تغییر گام کویل ضریب اصطکاک آن نیز تغییر کند. بنابراین به نظر می‌رسد که روابط (2) و (24) مقادیر بهتری برای ضریب اصطکاک ارائه می‌کنند. آنها (بیگ‌زاده و دیگران [3]) داده‌های تجربی خود را برای محدوده زیر بدست آورده‌اند:

$8 < (d_c/d_{t,i}) < 20$

$2.7 < (p/d_{t,i}) < 13.6$

$19.7 < (H_c/d_{t,i}) < 115.7$

با توجه به هماهنگی بسیار مناسب بین نتایج کار فعلی و داده‌های تجربی بدست آمده توسط بیگ‌زاده و دیگران [3]، می‌توان رابطه (24) را نیز در محدوده بالا به صورت تجربی، تایید شده دانست. با توجه به همین هماهنگی می‌توان اظهار نظر کرد که تکنیک سیستم استنتاج انشعابی نورونی انطباقی و الگوریتم ژنتیکی نسبت به مدل شبکه‌ی مصنوعی عصبی بهتر می‌تواند ضریب اصطکاک سمت کویل را تعیین کند. همچنین با مقایسه روابط (2) و (24) می‌توان به این نتیجه رسید که رابطه (24) نسبت به رابطه (2) جامع‌تر می‌باشد چون اثر پارامترهای هندسی بیش‌تری در آن موجود می‌باشد.

4- نتیجه‌گیری

در این کار با بکارگیری روش عددی، جریان در یک مبدل حرارتی پوسته-کویل مدل‌سازی شد و پس از آن رابطه ای بر مبنای عدد رینولدز و

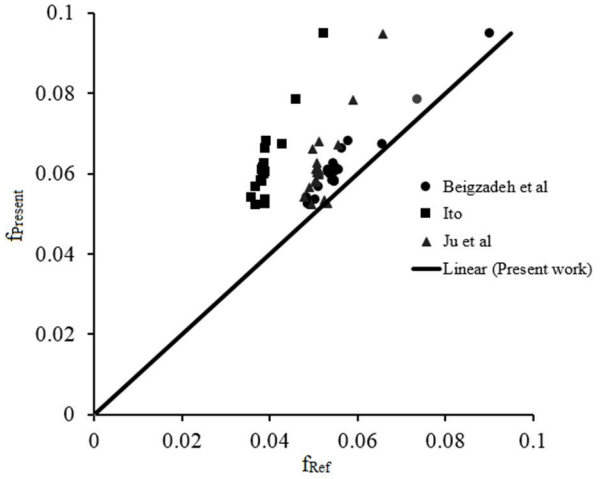

Fig. 16 Comparison between equation (24) and proposed equations in previous works

شکل 16 مقایسه رابطه (24) با روابط ارائه شده در کارهای قبلی

پارامترهای هندسی مبدل برای محاسبه ضریب اصطکاک سمت کویل بدست آمد. این رابطه در مقایسه با روابط قبلی علاوه بر اینکه حوزه‌ی گسترده‌تری از اعداد رینولدز را پوشش می‌دهد، اثر پارامترهای هندسی بیشتری نیز در نظر می‌گیرد. همچنین مشاهده شد که:

1. اثر گام بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل خیلی کم‌تر از اثر قطر کویل می‌باشد.
2. اگر قطر کویل 60% افزایش یابد، ضریب اصطکاک 30.6% کاهش پیدا خواهد کرد.
3. اگر ارتفاع کویل 50% افزایش پیدا کند ضریب اصطکاک 4.8% افزایش پیدا خواهد کرد.
4. افزایش قطر و ارتفاع پوسته باعث افزایش ضریب اصطکاک سمت کویل خواهند شد.
5. با ثابت ماندن سرعت ورودی وسایر پارامترهای هندسی، اگر قطر لوله دو برابر شود ضریب اصطکاک 16.5% افزایش می‌یابد.
6. قطر کویل مهمترین پارامتر هندسی مؤثر بر روی ضریب اصطکاک سمت کویل می‌باشد.
7. اگر ارتفاع و قطر پوسته دو برابر شوند (و سایر پارامترها ثابت بمانند) ضریب اصطکاک به ترتیب 11.7% و 4.2% افزایش خواهد یافت.

5- فهرست علایم

d	قطر (m)
c	ثابت
De	عدد دین ($\mathrm{Re}\delta^{0.5}$)
f	ضریب اصطکاک
H	ارتفاع(m)
k	ضریب هدایت حرارتی (W/mK)
K	انرژی جنبشی اغتشاشی (J/kg)
l	طول کویل (m)
p	گام (m)
P	فشار (Pa)
r	شعاع انحنا (m)
Re	عدد رینولدز ($\rho u d_{t,i}/\mu$)
T	دما(K)
u	سرعت متوسط (m/s)
y^+	وای پلاس

علایم یونانی

γ	گام بی‌بعد $p/\pi d_c$
δ	نسبت انحنا $d_{t,i}/d_c$
$\acute{\varepsilon}$	اضمهلال انرژی جنبشی اغتشاشی (J/kg)
μ	ویسکوزیته (Pas)
ρ	چگالی (kg/m)

زیرنویس‌ها

c	کویل
Dh	قطر هیدرولیکی
i	داخلی
r	گریز از مرکز
s	لوله‌ی مستقیم
sh	پوسته
t	لوله

6- مراجع

[1] R. Beigzadeh, M. Rahimi, Prediction of heat transfer and flow characteristics in helically coiled tubes using artificial neural networks, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 8, pp. 1279–1285, 2012.

[2] H. Ito, Laminar flow in curved pipes, *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. 49, No. 11, pp. 653–663, 1969.

[3] R. Beigzadeh, M. Rahimi, Prediction of thermal and fluid flow characteristics in helically coiled tubes using ANFIS and GA based correlations, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 10, pp. 1647–1653, 2012.

[4] B. V. S. S. S. Prasad, D. H. Das, A. K. Prabhakar, Pressure drop, heat transfer and performance of a helically coiled tubular exchanger, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 9, No. 3, pp. 249–256, 1989.

[5] T. A. Pimenta, J. B. L. M. Campos, Heat transfer coefficients from Newtonian and non-Newtonian fluids flowing in laminar regime in a helical coil, *International Journal of Heat and Mass Transfer*,Vol. 58, No. 1, pp. 676–690, 2013.

[6] J. Hart, J. Ellenberger, P. J. Hamersma, Single- and two phase flow helically coiled tubes, *Chemical Engineering Science*, Vol. 43, No. 4, pp. 775-783, 1988.

[7] C. M. White, Streamline flow through curved pipes, *Proceedings of the Royal Society A*, Vol. 123, No. 792, pp. 645-663, 1929.

[8] Y. Mow, W. Nakayama, Study on forced convective heat transfer in curved pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 8, No. 1, pp. 67–82, 1965.

[9] J. M. Tarbell, M. R. Samuels, Momentum and heat transfer in helical coils, *The Chemical Engineering Journal*, Vol. 5, No. 2, pp. 117–127, 1973.

[10] H. Ju, Z. Huang, Y. Xu, B. Duan, Y. Yu, Hydraulic performance of small bending radius helical coil pipe, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 38, No. 10, pp. 826–831, 2001.

[11] H. Kharghani nezhad, M. Nasr, Thermo-hydraulic analysis of compact heat exchangers with wavy fins, *Nashrieh Shimi va Mohandesi Shimi Iran*, Vol. 34, No. 1, pp. 77-104, 2015. (in Persian فارسی)

[12] J. S. Jayakumar, S. M. Mahajani, J. C. Mandal, P. K. Vijayan, R. Bhoi, Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers, *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 86, No. 3, pp. 221–232, 2008.

[13] W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang J. Zhu, A new k-ε eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows, *Computers and Fluids*, Vol. 24, No. 3, pp. 227–238, 1995.

[14] *Ansys Fluent 12.0 User's Guide- Cell Zone and Boundary Conditions*, pp. 58-59, Accessed on 12 March 2009; http://users.ugent.be/~mvbelleg/flug-12-0.pdf.

[15] *Ansys Fluent 12.0 User's Guide- Modeling Turbulence*, pp. 5-7, Accessed on 12 March 2009; http://users.ugent.be/~mvbelleg/flug-12-0.pdf.

[16] J. S. Jayakumar, S. M. Mahajani, J. C. Mandal, P. K. Vijayan, R. Bhoi, CFD analysis of single phase flows inside helically coiled tubes, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 34, No. 4, pp. 430–446, 2010.

[17] P. J. Olver, Ch. Shakiban, *Applied Mathematics*, pp. 998-1003, New Jersey: Prentice Hall, 2003.