



Investigating the Effect of Cross-Section on the Performance of Conical Coiled Tube Heat Exchangers by Computational Fluid Dynamics

S. Soltanian¹, R. Beigzadeh^{2*}

1- M. Sc. in Chemical Engineering, University of Kurdistan

2- Associate Professor of Chemical Engineering, University of Kurdistan

Email: r.beigzadeh@uok.ac.ir

Abstract

It is significant to determine the optimal dimensions of the heat exchangers to reduce energy consumption. The helical tube heat exchanger is widely used in industry due to its advantages over other types. Therefore, investigating this type of heat exchanger can be an interesting topic. In this research, conical coil tubes with circular, elliptical, and square cross-sections with 10, 30, and 50° cone angles and 15, 30, and 45 mm pitch were modeled by computational fluid dynamics to evaluate the thermal-hydrodynamic performance. The data relating to the Nusselt number and friction factor for all investigated geometric shapes were compared and analyzed. The results showed that the elliptical cross-section tubes have better heat transfer performance compared to other geometries. The results showed that the elliptical cross-section has a better heat transfer performance compared to the square and circular cross-sections by 34.33% and 0.38%, respectively. Moreover, the lower values of the Nusselt number and the friction factor were obtained for the square cross-section due to the change in the thickness of the boundary layer.

Received: 6 June 2022

Accepted: 22 September 2022

Page Number: 7-20

Keywords:

Heat Exchanger,
Conical Spiral Tubes,
Computational Fluid
Dynamics,
Nusselt Number,
Cross Section,
Cone Angle

Please Cite this Article Using:

Soltanian, S., & Beigzadeh, R. (2024). Investigating the Effect of Cross-Section on the Performance of Conical Coiled Tube Heat Exchangers by Computational Fluid Dynamics. *Iranian Chemical Engineering Journal*, 23(132), 7-20, [In Persian].



بررسی تأثیر سطح مقطع بر عملکرد مبدل‌های حرارتی با لوله‌های مارپیچ مخروطی به‌وسیله دینامیک سیالات محاسباتی

صابر سلطانیان^۱، رضا بیگزاده^{۲*}

۱- کارشناس ارشد مهندسی شیمی، دانشگاه کردستان

۲- دانشیار مهندسی شیمی، دانشگاه کردستان

پیام نگار: r.beigzadeh@uok.ac.ir

چکیده

طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی به‌منظور کاهش مصرف انرژی در صنایع بسیار حائز اهمیت است. یکی از انواع مبدل‌ها، مبدل حرارتی لوله‌مارپیچ است که با توجه به برتری‌های آن نسبت به انواع دیگر مبدل‌ها امروزه بسیار استفاده می‌شود. در مکان‌هایی با کمبود فضا، استفاده از مبدل‌های حرارتی مارپیچ کاربرد زیادی دارد؛ بنابراین مطالعه این نوع مبدل می‌تواند یکی از موضوعات جالب توجه باشد. در این تحقیق لوله‌های مارپیچ مخروطی با سطح مقطع‌های دایره‌ای، بیضوی و مربعی و با زاویه‌های مخروطی ۱۰، ۳۰ و ۵۰ درجه و طول‌گام‌های ۱۵، ۳۰ و ۴۵ میلی‌متر به‌منظور بررسی عملکرد حرارتی-هیدرودینامیکی با شگرد دینامیک سیالات محاسباتی مدل‌سازی شدند. داده‌های مربوط به عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای هر سه شکل هندسی مقایسه، تحلیل و بررسی شد. نتایج نشان داد که در بین هندسه‌های مختلف، مقطع بیضوی به‌صورت میانگین در تمام محدوده‌های عدد رینولدز در زاویه‌های مختلف به‌ترتیب ۳۴/۳۳ و ۰/۳۸ درصد از هندسه با سطح مقطع مربعی و دایره‌ای عملکرد انتقال حرارت بهتری دارد. هم‌چنین به‌سبب تغییر ضخامت لایه مرزی مقدار عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای هندسه با مقطع مربعی دارای مقادیر کمتری است.

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۳/۱۶

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۶/۳۱

شماره صفحات: ۷ تا ۲۰

کلیدواژه‌ها:

مبدل حرارتی،

لوله مارپیچ مخروطی،

دینامیک سیالات محاسباتی،

عدد ناسلت،

سطح مقطع،

زاویه مخروط

* سندیج، دانشگاه کردستان، دانشکده مهندسی، گروه مهندسی شیمی

استناد به مقاله:

سلطانیان، صابر، و بیگزاده، رضا. (۱۴۰۳). بررسی تأثیر سطح مقطع بر عملکرد مبدل‌های حرارتی با لوله‌های مارپیچ مخروطی به‌وسیله دینامیک سیالات محاسباتی، نشریه مهندسی شیمی ایران، ۲۳(۱۳۲)، ۲۰-۷.

۱. مقدمه

در سال‌های اخیر محدودیت به‌کارگیری سوخت‌های فسیلی سبب شده تا موضوع کاهش مصرف انرژی مهم‌تر شود. از مبدل‌های حرارتی در صنایع مختلفی استفاده می‌شود که مستقیماً با مصرف انرژی مرتبط هستند. از این رو، افزایش بازدهی حرارتی این تجهیزات ضروری به‌نظر می‌رسد. طراحی مبدل‌های حرارتی مارپیچ، اهمیت خاصی در صنعت دارد؛ زیرا این نوع مبدل‌ها بعضی مشکلات اساسی مبدل‌های رایج مانند مبدل‌های پوسته‌لوله‌ای را با کاهش ضخامت لایه‌مرزی برطرف می‌کنند. در این تحقیق لوله‌های مارپیچ مخروطی با سطح مقطع هندسی مختلف، به‌روش دینامیک سیالات محاسباتی مدل‌سازی و تأثیر عوامل مختلف بر روی عملکرد آن بررسی می‌شود.

ویوکاناندان^۱ و همکاران [۱] عملکرد حرارتی-هیدرولیکی مبدل حرارتی با لوله‌های مارپیچ درون یک پوسته استوانه‌ای شکل را بررسی کردند. آن‌ها افت فشار سمت لوله و راندمان انرژی را به‌عنوان یک عملکرد هیدرولیک و ترموهیدرولیک در نظر گرفتند. از نتایج آزمایش و محاسبه عدد ناسلت، عدد پرانتل، نرخ انتقال حرارت، ضریب انتقال حرارت کلی و بازده انرژی، برای اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی CFD استفاده شد. سیوالکشمی^۲ و همکاران [۲] اثر پره‌های مارپیچ بر الگوی جریان و عملکرد مبدل حرارتی دو لوله را به‌صورت تجربی بررسی کردند. عملکرد از نظر میانگین نرخ انتقال حرارت، ضریب انتقال حرارت و اثربخشی مبدل حرارتی در لوله داخلی ساده و باوجود پره‌های مارپیچ بررسی و مقایسه شد. مشخص شد که متوسط نرخ انتقال حرارت و اثربخشی مبدل حرارتی به‌ترتیب ۳۸/۴۶٪ و ۳۵٪ افزایش یافته است. خو^۳ و همکاران [۳] به‌صورت عددی تأثیر وجود شیر را در مبدل‌های لوله‌مارپیچ بررسی کردند. در این تحقیق تأثیر شکل و عمق شیرها بر روی عملکرد مبدل حرارتی بررسی و با لوله‌های مارپیچ بدون شیر مقایسه شد که نتایج بیانگر بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی مورد بررسی بود. جایاکومار^۴ و همکاران [۴] به بررسی میزان انتقال حرارت در لوله‌های مارپیچ با شرایط مرزی دما و شار ثابت پرداختند. نتایج پژوهش آن‌ها حاکی از تأثیر گام مارپیچ در ناحیه در حال توسعه بود

و مقدار عدد ناسلت موضعی به‌علت چرخش جریان، به گام مارپیچ وابستگی نشان می‌داد. آن‌ها رابطه‌ای را برای تخمین عدد ناسلت در تحقیق خود ارائه دادند. هم‌چنین آن‌ها در تحقیق دیگری [۵] به بررسی عددی و آزمایشگاهی یک مبدل حرارتی پوسته و لوله با لوله‌های مارپیچ پرداختند و در پایان رابطه‌ای برای محاسبه ضریب انتقال حرارت داخل لوله گزارش کردند. سلیم‌پور و همکاران [۶] به‌صورت آزمایشگاهی یک مبدل حرارتی پوسته و لوله‌ای با لوله‌های مارپیچ را بررسی کردند. با توجه به تغییرات خواص سیال با تغییر دما، آن‌ها ضریب انتقال حرارت داخل لوله را برای هندسه مورد نظر حساب کردند. جمشیدی و همکاران [۷] در پژوهشی یک مبدل حرارتی پوسته و لوله‌ای با لوله مارپیچ را به‌صورت عددی و آزمایشگاهی ارزیابی کردند. نتایج بررسی آن‌ها نشان داد که قطر مارپیچ و هم‌چنین دبی جریان بر روی پوسته و داخل لوله باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. یانگ^۵ و همکاران [۸] در تحقیق خود به‌صورت عددی به بررسی جریان آشفتگی در یک مبدل لوله‌مارپیچی پرداختند. آن‌ها در نتایج خود عنوان کردند که افزایش گام سبب نامتقارن شدن توزیع دما در مقطع عمودی می‌شود. هم‌چنین با زیاد شدن نرخ جریان تأثیر گام مضاعف می‌شود. یوستیک^۶ [۹] تأثیر وجود انحنا را بر مقاومت نسبت به عبور جریان سیال بررسی کرد. وایت^۷ [۱۰] تحقیقی بر عدد دین جریان مخلوطی از آب و روغن با لزجت‌های متفاوت در کانال‌های خمیده با نسبت انحناهای متفاوت انجام داد. او بیان کرد که آغاز آشفتگی در جریان فقط به عدد رینولدز وابسته نیست. نتایج کار او نشان داد که جریان سیال در لوله‌های منحنی شکل در مقایسه با لوله‌های مستقیم، پایداری بیشتری خواهد داشت. جریان توسعه‌یافته در کانال منحنی شکل با شار حرارتی ثابت برای اعداد دین بالا به‌وسیله موری و ناکایاما^۸ [۱۱] بررسی شد. در تحقیق آن‌ها نسبت عدد ناسلت لوله مستقیم و لوله منحنی شکل وابسته به عدد دین و ضخامت لایه‌مرزی حرارت و سرعت در نظر گرفته شد. نسبت انحنا ۱ به ۴۰ برای تعیین توزیع سرعت و دما استفاده شد. لاین^۹ [۱۲] نشان داد که جریان ثانویه در جهت عکس‌گردان فشار است. دراوید^{۱۰} و

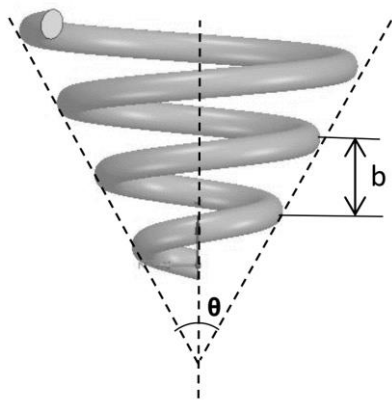
5. Yang
6. Eustice
7. White
8. Mori & Nakayama
9. Lyne
10. Dravid

1. Vivekanandan
2. Sivalakshmi
3. Xu
4. Jayakumar

طول گام) بر عملکرد حرارتی- هیدرودینامیکی این مبدل‌هاست. با توجه به محدود بودن بررسی منسجم این موارد در تحقیقات، نتایج این پژوهش می‌تواند جالب توجه و کاربردی باشد.

۲. مدل‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی

در این تحقیق طراحی سه‌بعدی هندسه با مقطع دایره‌ای با گام‌های (b) ۱۰، ۳۰ و ۵۰ میلی‌متر مدل‌سازی شده و پس از حل معادلات و به‌دست آوردن نتایج مورد نظر، برای هندسه با مقاطع مربعی و بیضوی (با سطح مقطع یکسان) نیز با شگرد دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی شده است. هم‌چنین برای بررسی زاویهٔ پیچش (θ)، سه زاویهٔ مختلف ۱۵، ۳۰ و ۴۵ درجه طراحی و مدل‌سازی و نتایج به‌دست آمده باهم مقایسه شد. شکل (۱) هندسهٔ مورد بررسی با مساحت سطح مقطع ۱۲۰ میلی‌متر را نشان می‌دهد.



شکل ۱. نمایی از هندسهٔ مورد بررسی.

Figure 1. The schematic of the studied geometry.

مدل‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی شامل حل عددی معادلات بقای جرم، مومنوم (تکانه) و انرژی است. معادلات RANS و مدل تلاطم $k-\epsilon$ به‌صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = g_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{u}'_i \bar{u}'_j) \quad (2)$$

همکاران [۱۳] مطالعهٔ عددی تأثیر جریان ثانویه را بر روی میزان انتقال حرارت جریان سیال در نواحی توسعه‌یافته در لوله‌های منحنی‌شکل ماریچ انجام دادند. سیال مغناطیسی در یک کانال ماریچ به‌صورت تحلیلی به‌وسیلهٔ ورما و رام [۱۴] در جریان‌هایی با اعداد رینولدز کم بررسی شد. مشخص شد که پیچش، سبب تغییر نرخ جریان نمی‌شود. هم‌چنین بیان شد که ممکن نیست که جریان را فقط با توجه به عدد دین تعریف کرد. رنیه و رغاوان [۱۵] مشخصه‌های انتقال گرما را در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای منحنی‌شکل ماریچ شبیه‌سازی کردند. در مطالعهٔ آن‌ها توزیع دما با نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی تخمین زده شد. مشخص شد که جریان در لولهٔ داخلی در نسبت‌های قطر دو لولهٔ بالا عامل محدودکنندهٔ ضریب انتقال گرمای کلی مبدل است و با ثابت نگه‌داشتن سایر مشخصه‌ها چه با افزایش عدد دین داخلی و چه عدد دین فضای بین دو لوله ضریب انتقال گرمای کلی زیاد می‌شود. کارایی حلقه‌های ماریچ در فرایند اصلاح بخار آب - آمونیاک برای سامانه‌های جذبی به‌وسیلهٔ فرناندز^۳ و همکاران [۱۶] بررسی عددی شد؛ تأثیر ضریب انتقال حرارت و جرم را بر کارایی یکسوکننده مطالعه کردند. مشخصات افت فشار گاز R134a در دو لوله‌ای خمیدهٔ ماریچ به‌صورت آزمایشگاهی به‌وسیلهٔ هان^۴ و همکاران [۱۷] بررسی شد. آزمایش‌ها در سه دمای اشباع متفاوت ۳۵، ۴۰ و ۴۶ سلسیوس و شار جرمی ۱۰۰ و $420 \text{ kg/m}^2\text{s}$ انجام شد. نتایج بیانگر این بود که میانگین افت فشار R134 با سرعت جرمی مبرد افزایش پیدا می‌کند. یک پژوهش آزمایشگاهی برای مبدل حرارتی دو لوله‌ای ماریچ در دو اندازهٔ مختلف مبدل به‌وسیلهٔ رنیه و رغاوان [۱۸] انجام شد و دو جریان موازی و نیز متقابل بررسی شدند. نشان داده شد که تفاوت ناچیزی بین ضریب انتقال گرمای کلی مبدل در جریان موازی و نیز جریان متقابل است. هم‌چنین در این مطالعه عدد ناسلت در لولهٔ داخلی و فضای بین دو لوله نیز حساب شد.

یکی از انواع مبدل‌های حرارتی ماریچ، شکل مخروطی آن‌هاست که با توجه به هندسهٔ خاص آن می‌تواند در برخی موارد استفاده شود. هدف این تحقیق بررسی تأثیر شکل سطح مقطع کانال (دایره‌ای، بیضوی و مربعی) و دو بعد هندسی این لوله‌ها (زاویهٔ مخروطی و

1. Verma & Ram
2. Rennie & Raghavan
3. Fernández
4. Han

سرعت تعریف شده و دمای سیال ورودی ۲۹۸ K در نظر گرفته شده است. در قسمت خروجی جریان از مبدل حرارتی، شرط مرزی فشار نسبی صفر در نظر گرفته شده است. برای دیواره‌ها شرط standard wall function ($30 < Y^+ < 300$) در نظر گرفته شده است و دمای دیواره ثابت و ۳۹۸ K قرار داده شد. شبکه‌بندی سامانه یکی از مراحل مهم در فرایند شبیه‌سازی بوده و کیفیت، تعداد و اندازه‌ی مش‌ها بسیار حائز اهمیت است. برای تولید شبکه‌ی الگوریتم TGrid استفاده شد که روشی برای تولید شبکه‌های بی‌سازمان درون حجم‌هاست. شبکه‌بندی هندسه براساس مش چهاروجهی که دارای پایداری بیشتری است انجام گرفته است. شکل (۲) نمایی از شبکه‌بندی و مش لایه‌مرزی را نشان می‌دهد. باتوجه به تغییرات بیشتر متغیرها در نواحی نزدیک دیواره، ابتدا سطوح دیواره با المان‌های ریزتر شبکه‌بندی و درنهایت کل حجم سامانه موردبررسی شبکه‌بندی شد.

به‌منظور بررسی دقت اندازه و تعداد مش‌ها، تعداد مش‌ها در شبکه چندین بار تغییر داده شده و در هر نوبت با ریزتر شدن مش‌ها، مشخصه‌ی مختلفی اندازه‌گیری و نتایج با یکدیگر مقایسه شده است. جدول (۱) مقایسه‌ی مقادیر متغیرهای سامانه را با تعداد سلول‌های متفاوت نشان می‌دهد. روند تغییرات نشان‌دهنده‌ی آن است که از تعداد ۴۲۶۰۰۰ سلول به بعد، تغییرات دمای خروجی، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک ناچیز است.

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{T}'u_j') \quad (3)$$

$$-\bar{u}_i' u_j' = 2 v_t \bar{\delta}_{ij} - \frac{2}{3} \rho \delta_{ijk} \quad (4)$$

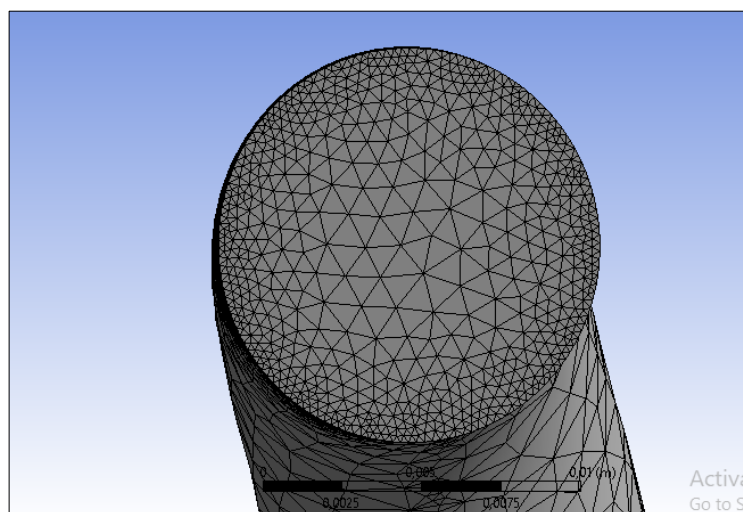
$$-\bar{T}'u_j' = \frac{v_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad (5)$$

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{v_T}{\sigma_k} + v \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ & + \left[v_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right. \\ & \left. - \frac{2}{3} \delta_{ijk} \right] \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{v_T}{\sigma_\varepsilon} + v \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ & + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[v_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right. \\ & \left. - \frac{2}{3} \delta_{ijk} \right] \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (8)$$

در این معادلات u سرعت حرکت سیال، g شتاب گرانش، ν گرانروی سینماتیکی، T دما، P فشار و $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ ثوابت معادلات هستند. برای ورودی جریان به داخل مبدل حرارتی، شرط مرزی



شکل ۲. نمایی از شبکه‌بندی و مش لایه‌مرزی.

Figure 2. Schematic of the meshing and boundary layer mesh.

جدول ۱. تغییرات مشخصه‌های سامانه با تعداد سلول‌ها.

Table 1. Changes in system parameters by number of cells.

Cell number	130000	251000	369000	390000	426000	447000	506000
$T_{out} (k)$	327.94	328.21	328.21	327.27	327.71	327.73	327.91
$\Delta p (Pa)$	394.05	362.32	366.25	394.21	421.26	378.98	381.32
Nu	36.67	40.25	40.67	37.39	38.87	37.86	38.44
f	0.07	0.066	0.065	0.069	0.074	0.071	0.072

عدد ناسلت با معادله زیر حساب می‌شود:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (14)$$

به منظور اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی، داده‌های مربوط به تحقیق علی و همکاران [۱۹] با هندسه مشابه شبیه‌سازی شده در این پژوهش مقایسه شد. در شکل (۳) مقادیر به دست آمده در رینولدزهای ۱۰۰۰ تا ۲۴۰۰۰ در جریان‌های مغشوش درون لوله‌های مارپیچ مخروطی گزارش شده است که اختلاف کمی را نشان می‌دهد.

۳. بحث و بررسی نتایج

با استفاده از کانتورهای حاصل از شبیه‌سازی می‌توان به درک درستی از عملکرد سامانه رسید و به تحلیل نتایج حاصل از آن پرداخت. شکل (۴) توزیع دما در مقاطع دایره، بیضی و مربعی مبدل در عدد رینولدز ۵۵۰۰ و در دهانه خروجی را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است جریان ثانویه باعث ایجاد گرادین دمای از سمت بیرون به داخل خم شده است که مشخص می‌شود در سطح مقطع بیضی تغییرات شدیدتر از دو هندسه دیگر است.

برای تحلیل هیدرودینامیک سیال در امتداد لوله مارپیچ مخروطی از عدد بدون بعد ضریب اصطکاک استفاده شده است:

$$f = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot D}{\rho \cdot V^2 \cdot L} \quad (9)$$

در اینجا ΔP افت فشار سیال و L طول لوله است. اختلاف دمای لگاریتمی به صورت زیر حساب می‌شود:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln\left(\frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}}\right)} \quad (10)$$

برای تعیین میزان انتقال حرارت خواهیم داشت:

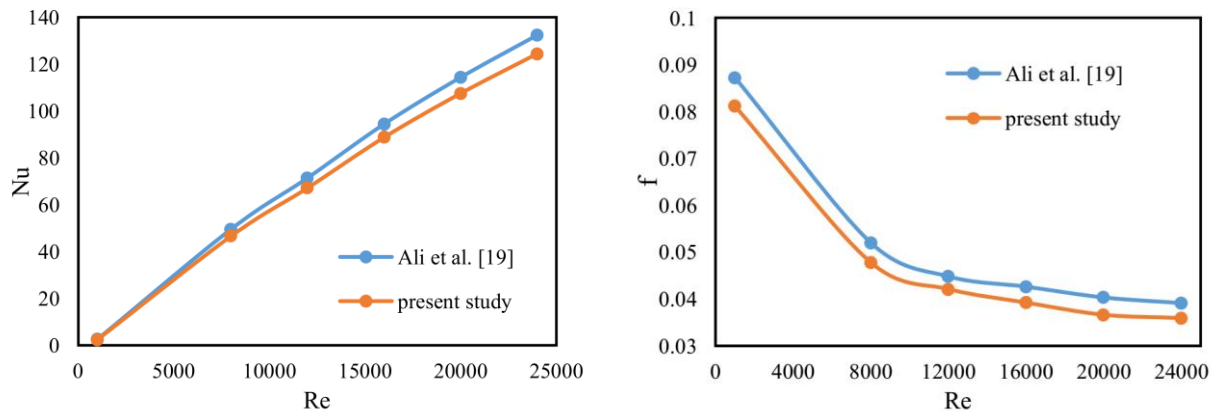
$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (11)$$

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی با معادله زیر حساب می‌شود:

$$h = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (12)$$

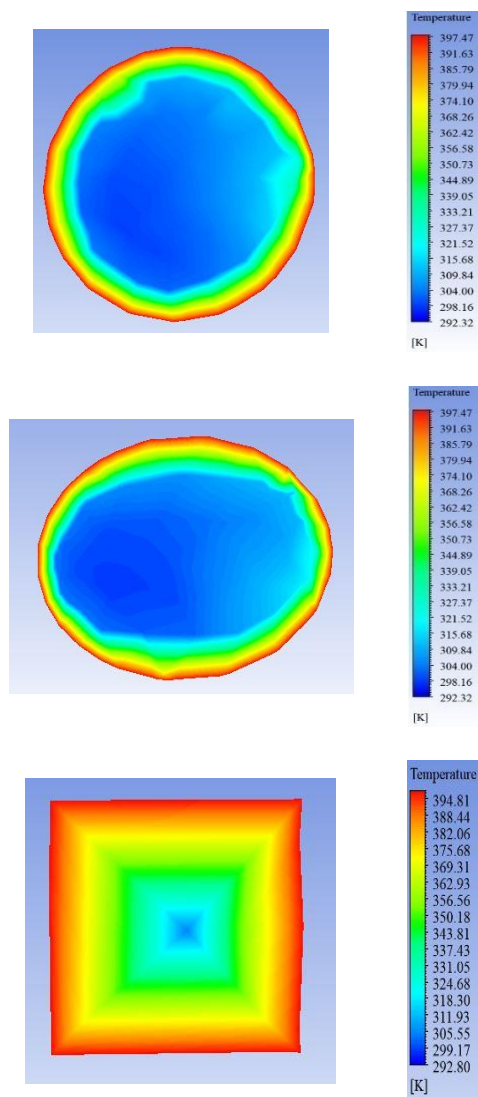
محاسبه عدد رینولدز به صورت زیر است:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (13)$$



شکل ۳. اعتبار‌سنجی مدل.

Figure 3. Model validation.



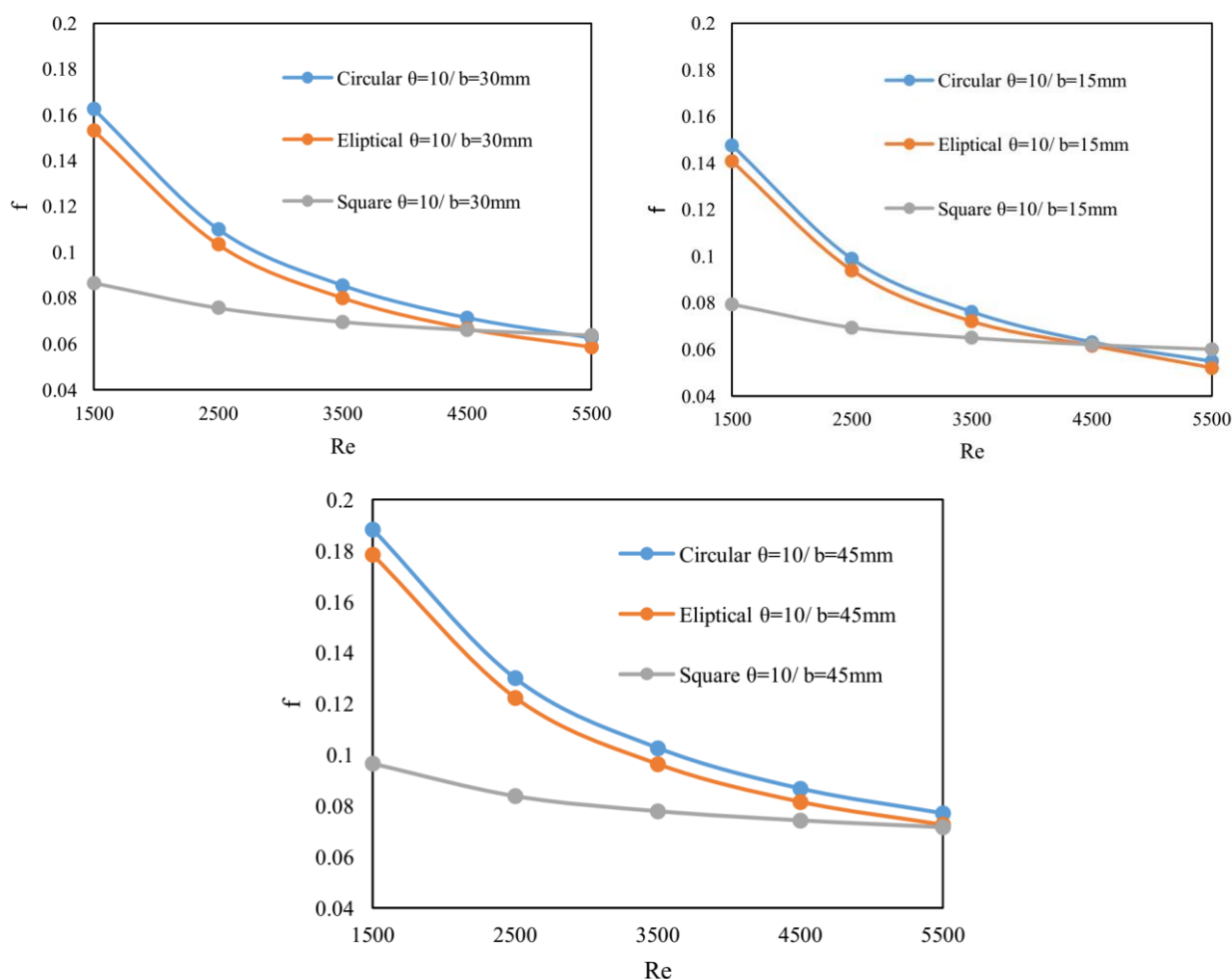
شکل ۴. توزیع دما در مقاطع مختلف.

Figure 4. Temperature distribution in different sections.

موجب بهم‌ریختن و کاهش ضخامت لایه‌مرزی شده و این موضوع مانع از افزایش افت فشار می‌شود. در اعداد رینولدز بالا مقادیر ضریب اصطکاک هر سه مورد به هم نزدیک می‌شوند.

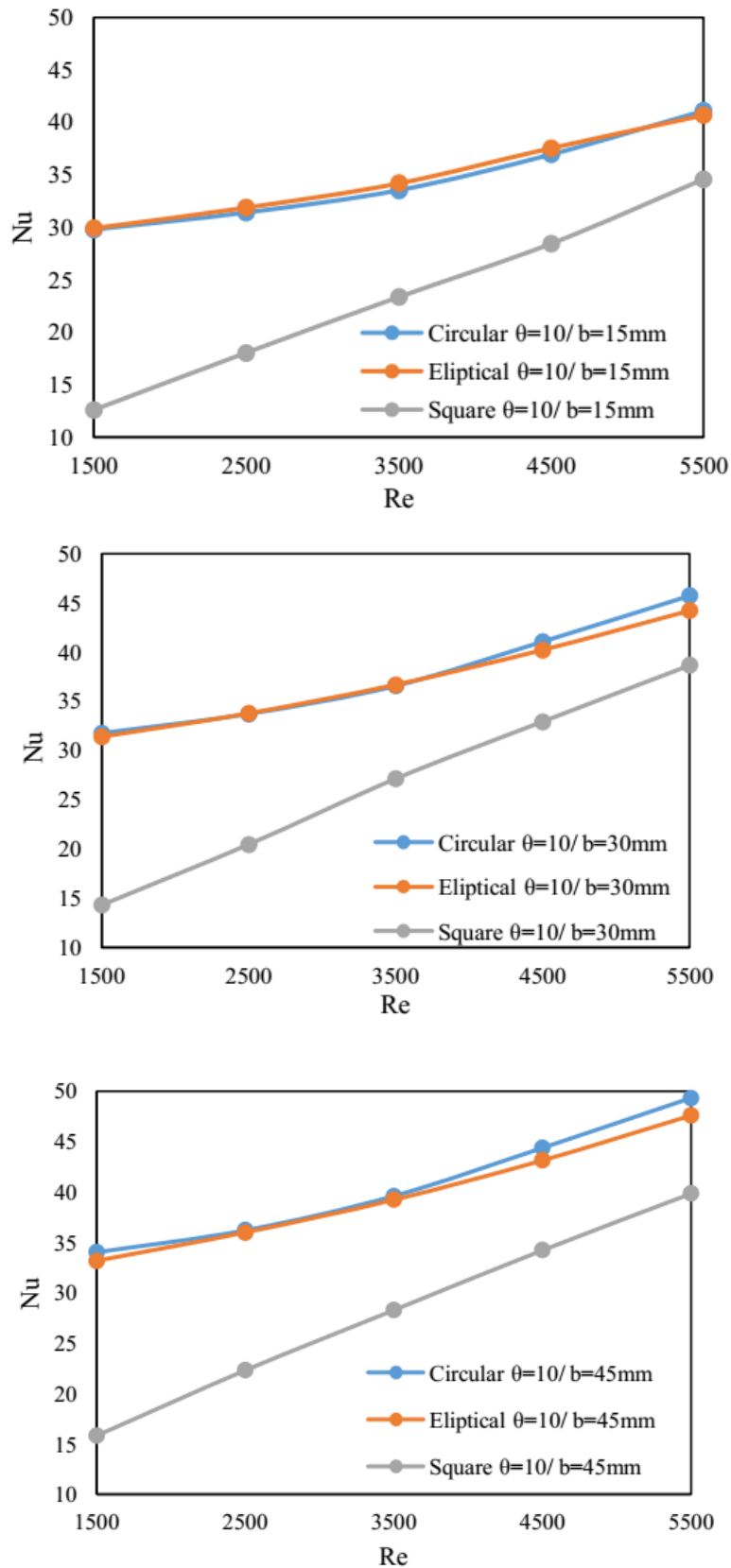
شکل (۶) تغییرات عدد ناسلت با عدد رینولدز برای سه هندسه مورد بررسی به‌ازای زاویه ۱۰ درجه و طول گام‌های ۱۵، ۳۰ و ۴۵ میلی‌متر را نشان می‌دهد. نتایج حاکی از آن است که لوله‌های مارپیچ مخروطی با سطح مقطع‌های دایره و بیضی دارای عملکرد حرارتی نسبتاً مشابهی هستند و مقدار عدد ناسلت برای سطح مقطع مربعی نسبت به دو مورد دیگر کمتر است. هم‌چنین ضریب تغییرات عدد ناسلت برحسب عدد رینولدز برای سطح مقطع مربعی بسیار بیشتر است.

شکل (۵) تغییرات ضریب اصطکاک با عدد رینولدز برای هندسه‌های مختلف با زاویه ۱۰ و طول گام ۱۵، ۳۰ و ۴۵ میلی‌متر را نشان می‌دهد. براساس نتایج، تغییرات ضریب اصطکاک برای دو مقطع دایره‌ای و بیضوی روند تقریباً یکسانی دارد و در هر دو با افزایش عدد رینولدز، کاهش می‌یابد؛ ولی این تغییرات در هندسه مقطع مربعی دارای شیب کمتری است، به‌طوری‌که در رینولدز ۱۵۰۰، مقدار ضریب اصطکاک برابر ۰/۰۸ و در رینولدز ۴۵۰۰، مقدار این ضریب برابر ۰/۰۶ به‌دست آمده است. به‌طورکلی در اعداد رینولدز پایین سطح مقطع دایره‌ای بیشترین ضریب اصطکاک و سطح مقطع مربعی کمترین مقدار را دارد. در اعداد رینولدز پایین جریان آرام و به‌صورت لایه‌ای است و سطح مقطع مربعی کانال



شکل ۵. تغییرات ضریب اصطکاک با عدد رینولدز در هندسه‌های مختلف با زاویه مخروطی ثابت و طول گام مختلف.

Figure 5. Friction factor variations with Reynolds number in different geometries with fixed cone angle and different step length.

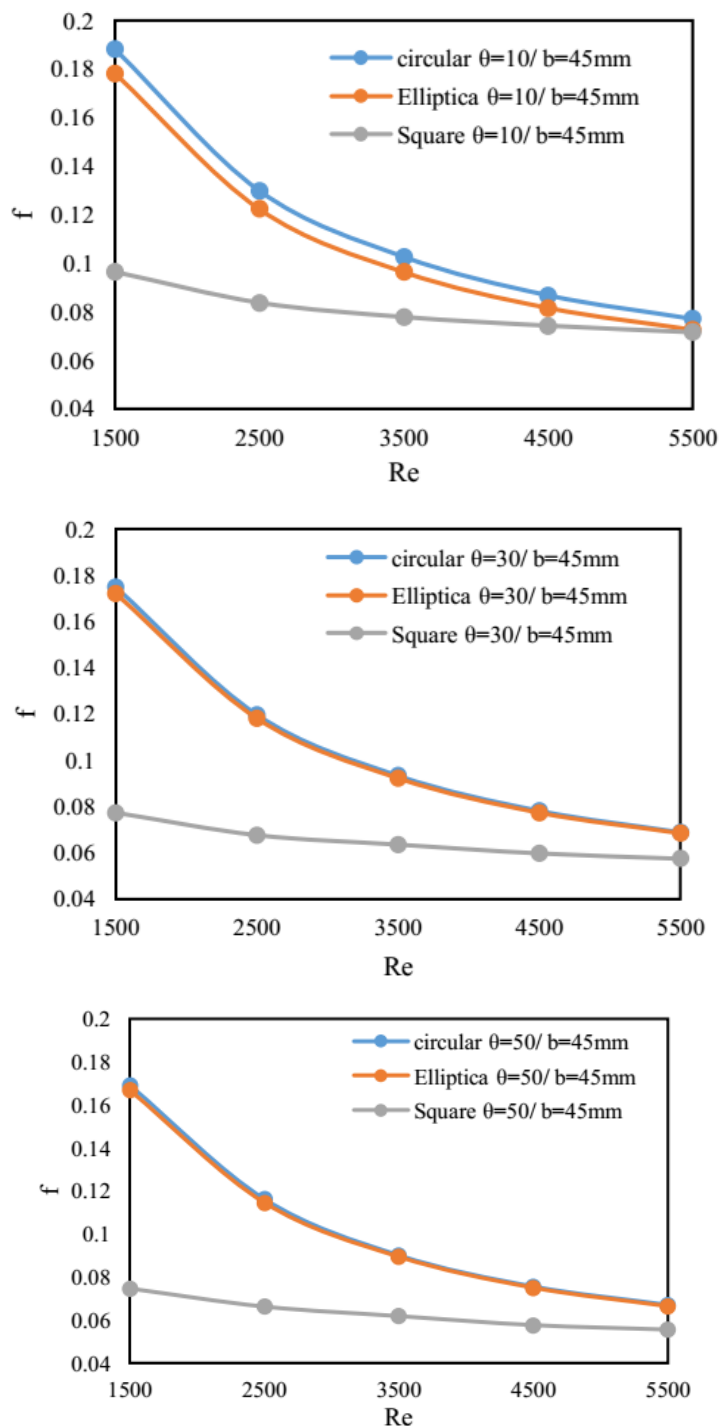


شکل ۶. تغییرات عدد ناسلت با عدد رینولدز در هندسه‌های مختلف با زاویه مخروطی ثابت و طول گام مختلف.

Figure 6. Nusselt number variations with Reynolds number in different geometries with fixed cone angle and different step length.

بیضوی تقریباً یکسان و نمودارها بر هم منطبق است؛ اما برای مقطع مربعی، شیب نمودار کمتر است و تغییرات عدد رینولدز تأثیر کمتری بر ضریب اصطکاک می‌گذارد که علت این امر نیز به تأثیر ضخامت لایه مرزی بر تلفات اصطکاکی مربوط است.

در شکل (۷) تغییرات ضریب اصطکاک با عدد رینولدز در طول گام ثابت و زاویه مخروطی مختلف در سطح مقطع‌های مختلف نشان داده شده است. مطابق شکل مذکور با افزایش عدد رینولدز، مقدار ضریب اصطکاک کاهش یافته و این کاهش برای دو مقطع دایره‌ای و

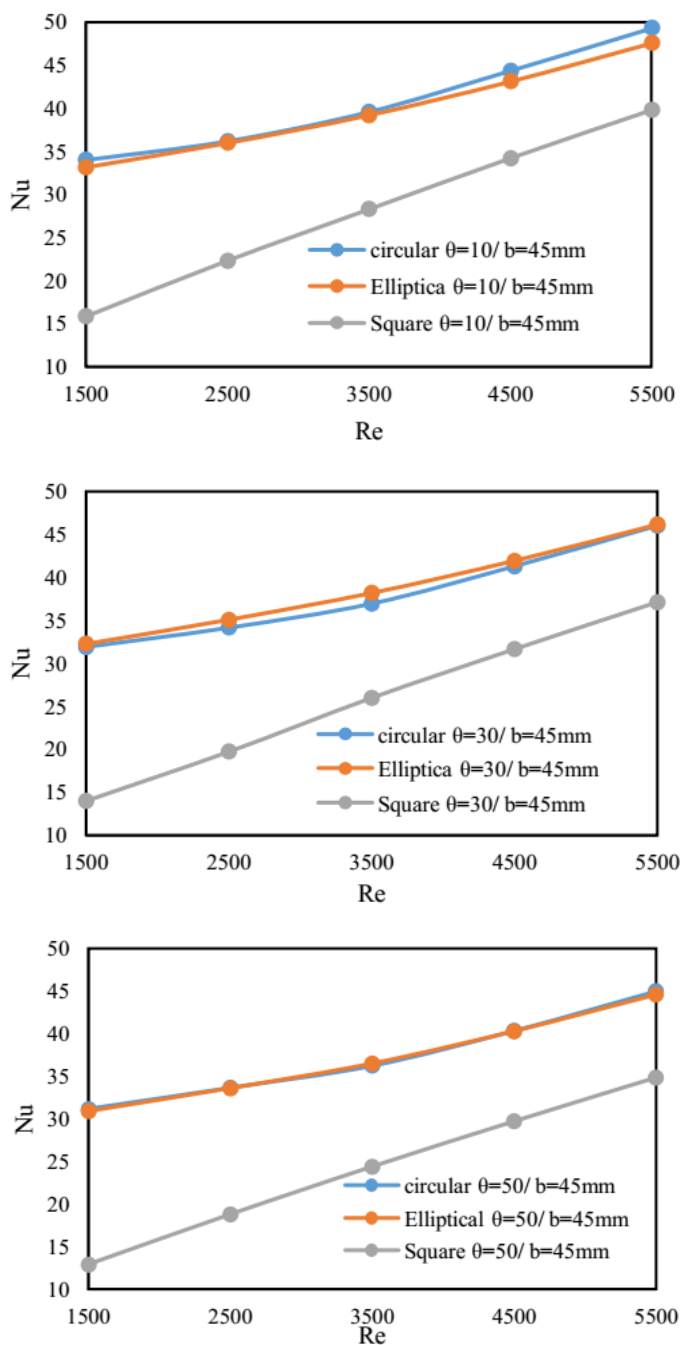


شکل ۷. تغییرات ضریب اصطکاک با عدد رینولدز در هندسه‌های مختلف با طول گام ثابت و زاویه مخروطی مختلف.

Figure 7. Friction factor variations with Reynolds number in different geometries with fixed step lengths and different cone angles.

بررسی افزایش داشته و این تغییرات برای دو مقطع دایره‌ای و بیضوی دارای روند تقریباً مشابهی است؛ ولی هندسه با مقطع مربعی دارای شرایط متفاوتی است و شیب نمودار در این حالت بیشتر و تغییرات عدد ناسلت شدیدتر است.

شکل (۸) تغییرات عدد ناسلت را با عدد رینولدز در هندسه‌های مختلف با طول گام ثابت ۴۵ میلی‌متر و زاویه مخروطی مختلف نشان می‌دهد. نتایج گویای آن است که هندسه با مقطع بیضوی دارای عملکرد انتقال حرارتی بهتری نسبت به سایر هندسه‌هاست با افزایش عدد رینولدز، مقدار عدد ناسلت برای هر سه حالت مورد

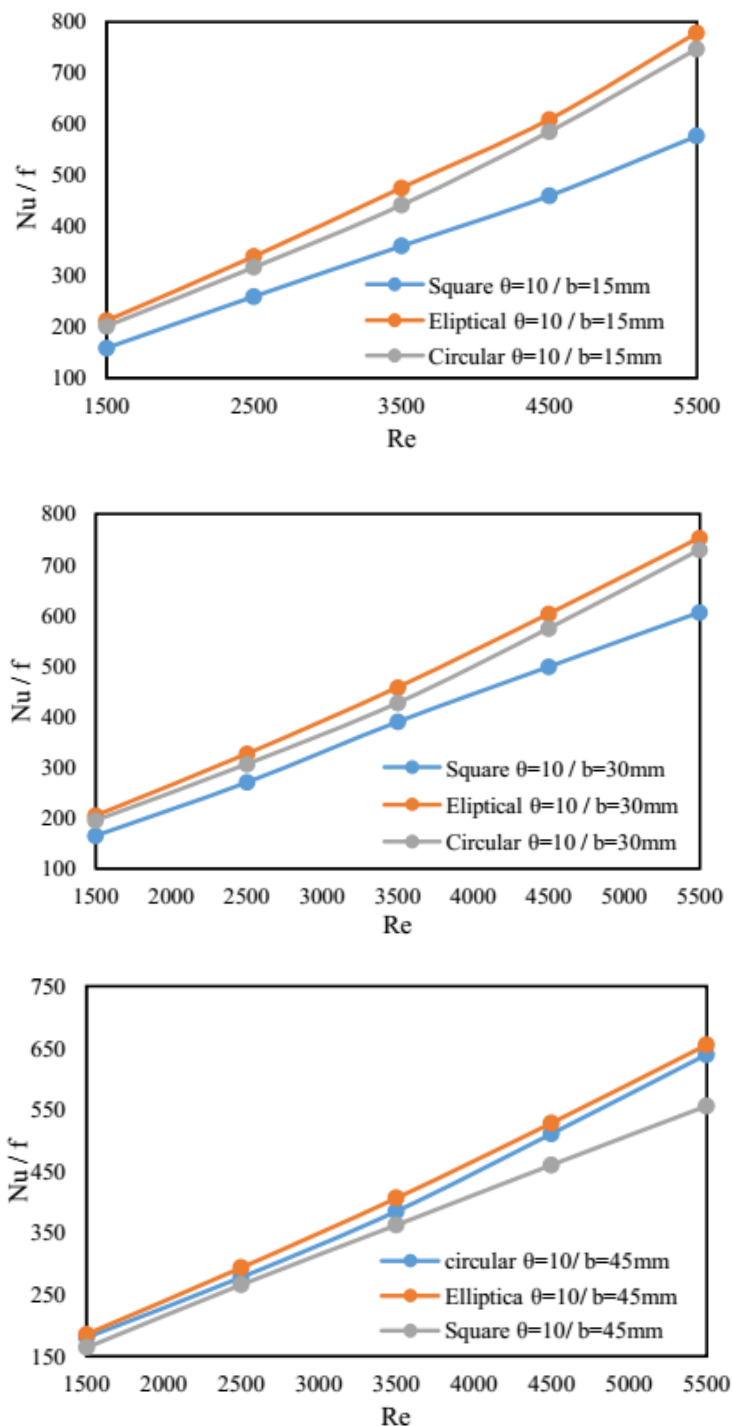


شکل ۸. تغییرات عدد ناسلت با عدد رینولدز در هندسه‌های مختلف با طول گام ثابت و زاویه مخروطی مختلف.

Figure 8. Nusselt number variations with Reynolds number in different geometries with fixed step lengths and different cone angles.

که از نظر مشخصه ترموهیدرولیکی Nu/f سطح مقطع بیضوی عملکرد بهتری نسبت به دو هندسه دیگر دارد.

شکل (۹) تغییرات نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک (Nu/f) با عدد رینولدز برای هندسه‌های مختلف با زاویه 10° و طول گام 15 ، 30 و 45 میلی‌متر را نشان می‌دهد. مقایسه نمودارها نشان می‌دهد



شکل ۹. نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک با عدد رینولدز در هندسه‌های مختلف با زاویه مخروطی ثابت و طول گام مختلف.

Figure 9. Nusselt number to friction factor ratio variations with Reynolds number in different geometries with fixed cone angle and different step length.

- [3] Xu, P., Zhou, T., Xing, J., Chen, J., & Fu, Z. (2022). Numerical investigation of heat-transfer enhancement in helically coiled spiral grooved tube heat exchanger. *Progress in Nuclear Energy*, 145: 104132.
- [4] Jayakumar, J. S., Mahajani, S. M., Mandal, J. C., Iyer, K. N., & Vijayan, P. K. (2010). CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes. *Computers & chemical engineering*, 34(4): 430-446.
- [5] Jayakumar, J. S., Mahajani, S. M., Mandal, J. C., Vijayan, P. K., & Bhoi, R. (2008). Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. *Chemical engineering research and design*, 86(3): 221-232.
- [6] Salimpour, M. R. (2009). Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. *Experimental thermal and fluid science*, 33(2): 203-207.
- [7] Jamshidi, N., Farhadi, M., Ganji, D. D., & Sedighi, K. (2013). Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers. *Applied thermal engineering*, 51(1-2): 644-652.
- [8] Yang, G., & Ebadian, M. A. (1996). Turbulent forced convection in a helicoidal pipe with substantial pitch. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(10): 2015-2022.
- [9] Eustice, J. (1911). Experiments on stream-line motion in curved pipes. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 85(576): 119-131.
- [10] White, C. M. (1929). Streamline flow through curved pipes. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 123(792): 645-663.
- [11] Mori, Y., & Nakayama, W. (1967). Study on forced convective heat transfer in curved pipes: (3rd report, theoretical analysis under the condition of uniform wall temperature and practical formulae). *International journal of heat and mass transfer*, 10(5): 681-695.
- [12] Lyne, W. H. (1971). Unsteady viscous flow in a curved pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 45(1): 13-31.

نتایج نشان می‌دهد که زاویهٔ مخروط اثر قابل‌توجهی بر انتقال حرارت لوله‌های مارپیچ مورد بررسی دارد. بدین صورت که با افزایش انحنای لوله، نیروی گریز از مرکز نیز افزایش می‌یابد که این امر باعث افزایش آشفستگی جریان داخل لوله می‌شود و جریان ثانویهٔ لایه‌مرزی را تضعیف می‌کند. این پدیده در نهایت موجب افزایش انتقال حرارت می‌شود. همچنین به علت نیروی گریز از مرکز در اثر انحنای لوله، گرادیان فشار شعاعی زیادی در ناحیهٔ مرکزی جریان به وجود می‌آید.

۴. نتیجه‌گیری

در این مطالعه مبدل‌های حرارتی با لوله‌های مارپیچ مخروطی و هندسه‌های گوناگون به کمک شگرد شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی، تحلیل و مطالعه شد. بررسی توزیع سرعت و دما در مقاطع مختلف مبدل، نشان‌دهندهٔ تأثیر نیروی گریز از مرکز بر الگوی جریان سیال است. در بین هندسه‌های مختلف مورد بررسی که شامل مقطع دایره‌ای، بیضوی و مربعی با مساحت سطح مقطع یکسان بود، مقطع بیضوی عملکرد انتقال حرارت بهتری نسبت به سایر هندسه‌ها نشان داد. به‌طور میانگین سطح مقطع بیضوی ۳۴/۳۳ درصد نسبت به مربع و ۰/۳۸ درصد نسبت به مقطع دایره‌ای عملکرد حرارتی بهتری دارد. همچنین میزان ضریب اصطکاک در سطح مقطع بیضوی ۱۹/۳ درصد بیشتر از مقطع مربعی و ۳/۷۶ درصد کمتر از مقطع دایره‌ای به دست آمد. مقدار عدد ناسلت و همچنین ضریب اصطکاک برای هندسه با مقطع مربعی دارای مقدار کمتری نسبت به سایر هندسه‌هاست. همچنین روند تغییرات عدد ناسلت با عدد رینولدز در این هندسه دارای شیب متفاوتی نسبت به سایر هندسه‌هاست که علت این امر تغییر ضخامت لایه‌مرزی در امتداد جریان سیال است.

مراجع

- [1] Vivekanandan, M., Saravanan, G., Vijayan, V., Gopalakrishnan, K., & Krishna, J. P. (2021). Experimental and CFD investigation of spiral tube heat exchanger. *Materials Today: Proceedings*, 37: 3689-3696.
- [2] Sivalakshmi, S., Raja, M., & Gowtham, G. (2021). Effect of helical fins on the performance of a double pipe heat exchanger. *Materials Today: Proceedings*, 43: 1128-1131.

- [13] Dravid, A. N., Smith, K. A., Merrill, E. W., & Brian, P. L. T. (1971). Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes. *AIChE Journal*, 17(5): 1114-1122.
- [14] Verma, P. D. S., & Ram, P. (1993). On the low-Reynolds number magnetic fluid flow in a helical pipe. *International journal of engineering science*, 31(2), 229-239.
- [15] Rennie, T. J., & Raghavan, G. S. V. (2002, July). Laminar parallel flow in a tube-in-tube helical heat exchanger. *In AIC2002 Meeting CSAE/SCGR Program*, Saskatchewan (pp. 14-17).
- [16] Sieres, J., & Fernández-Seara, J. (2007). Modeling of simultaneous heat and mass transfer processes in ammonia–water absorption systems from general correlations. *Heat and mass transfer*, 44: 113-123.
- [17] Han, J. T., Lin, C. X., & Ebdian, M. A. (2005). Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R-134a in an annular helical pipe. *International communications in heat and mass transfer*, 32(10): 1307-1316.
- [18] Rennie, T. J., & Raghavan, V. G. (2005). Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29(8): 919-924.
- [19] Ali, M., Rad, M. M., Nuhait, A., Almuzaiqer, R., Alimoradi, A., & Tlili, I. (2020). New equations for Nusselt number and friction factor of the annulus side of the conically coiled tubes in tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 164: 114545.