



شبیه سازی عددی جریان سیال و انتقال حرارت در مبدل حرارتی لوله پیچشی بیضی شکل

سینا پول تنگری: کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد شهر مجلسی، اصفهان

منصور طالبی: استادیار، مهندسی مکانیک، پژوهشگاه علوم و فنون هسته ای، اصفهان

sina.poultangari@gmail.com

چکیده

مبدل‌های حرارتی لوله پوسته‌ای با لوله‌های پیچشی بیضی شکل نوع جدیدی از مبدل‌های حرارتی هستند که به دلیل پیچیدگی هندسی لوله‌ها اخیراً مورد توجه بیشتری در صنعت قرار گرفته‌اند. در مطالعه حاضر، اثر جایگزینی لوله‌های پیچشی به جای لوله‌های معمولی و صاف بررسی شده است. و تغییرات در پارامتر هندسی لوله (نسبت A/B که A و B به ترتیب قطر بزرگ و کوچک بیضی هستند) برای بالا بردن راندمان و مشخص نمودن نسبت بهینه آن مورد بررسی قرار گرفته است. تحقیق مورد نظر بصورت سه بعدی و جریان آرام با خواص ثابت در نظر گرفته شده است. با یک دبی ثابت، ۱۳ نسبت قطر بیضی از نسبت ۱ تا ۴ مورد بررسی قرار گرفته است. برای هر کدام نیز ۸ سرعت سیال مختلف بررسی شده است. در پایان مشخص شد که شار حرارتی دیواره‌ها، از نسبت $A/B=1$ (یعنی دایره) تا $A/B=2$ ، روند افزایشی دارد، یا به عبارت دیگر با کشیده‌تر شدن بیضی تا نسبت $A/B=2$ انتقال حرارت بهتر می‌شود. ولی از این نسبت به بعد تغییر چندانی در شار حرارتی مشاهده نمی‌شود. همچنین با افزایش نسبت A/B و افزایش سرعت، افت فشار بیشتری مشاهده می‌شود که اصل برنولی نیز گویای همین امر است و همین دو عامل (افزایش نسبت A/B و کاهش فشار) باعث می‌شود شدت جریان حلزونی شدیدتر شود و سبب تشکیل جریانهای ثانویه گردد.

واژگان کلیدی: لوله‌های پیچشی بیضی شکل، مبدل حرارتی لوله پوسته‌ای، نسبت بهینه، انتقال حرارت



Numerical simulation fluid flow and heat transfer in twisted oval tube heat exchanger

Sina Poultangari¹, Mansour Talebi²

sina.poultangari@gmail.com

Abstract

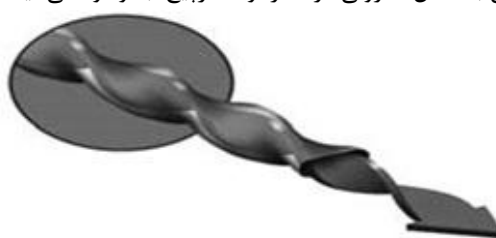
Oval twisted tube heat exchangers is the new type of shell and tube heat exchanger and widely used in industry. In this study, the replacement of conventional circular tube to oval tube and changes in the geometric parameters of the tube (the ratio of A/B) in order to enhance the efficiency and determine the optimum ratio is studied. The analysis is three-dimensional and the flow assumed to be incompressible and laminar. Fluid is water and its properties are fixed. For analysis 13 cases with oval diameter ratio of 1 to 4 were investigated. For each ratio analysis for 8 different fluid velocities has been done. After analysis, it was found that the heat flux through the tube walls of the ratio $A/B = 1$ (the circle) to $A/B = 2$ (where A and B are the large and small diameter of oval) is increased. But for the larger ratios there is no significant change in thermal flux. It is not observed. Also, the ratio of A/B and speed, pressure drop can be seen that Bernoulli's principle, which suggests that these two factors (the ratio of A/B and pressure reduction) makes the spiral flow rate and more severe and Due to the formation of secondary flow. Also according to Bernoulli's principle, by increasing the A/B ratio, pressure drop is increased and this two reasons make more spiral flow and cause the formation of secondary flow.

Keywords

Oval Twisted tube, Shell and Tube Heat exchanger, Optimum ratio, Heat transfer

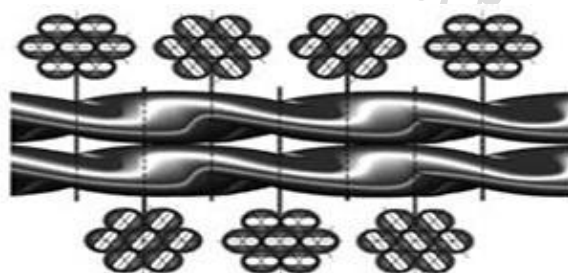
۱- مقدمه

در مبدل حرارتی لوله پیچشی، لوله‌ها به شکل مارپیچ ساخته می‌شوند. از دیدگاه هندسی لوله‌های مارپیچ از جاری شدن سیال به صورت مستقیم در طول لوله جلوگیری می‌کنند. بدین ترتیب بهبود قابل توجهی در انتقال حرارت صورت می‌گیرد. ساختار مبدل حرارتی لوله پیچشی شامل مجموعه‌ای از لوله‌ها به فرم منحصر به فرد می‌باشد که در یک مجموعه بدون استفاده از بافل نصب می‌شود. در این مبدل‌ها، به دلیل فرم خاص لوله‌ها الگوی جریانی به شکل حلزونی در کنار لوله مارپیچ، به وجود می‌آید (شکل ۱).



شکل ۱- الگوی جریان داخل لوله

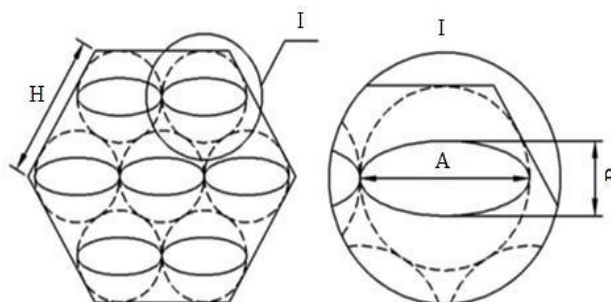
لوله‌ها در یک مجموعه مثلی مانند در یک ردیف و در امتداد همدیگر نصب می‌شوند (شکل ۲).



شکل ۲- نحوه قرار گیری لوله‌ها

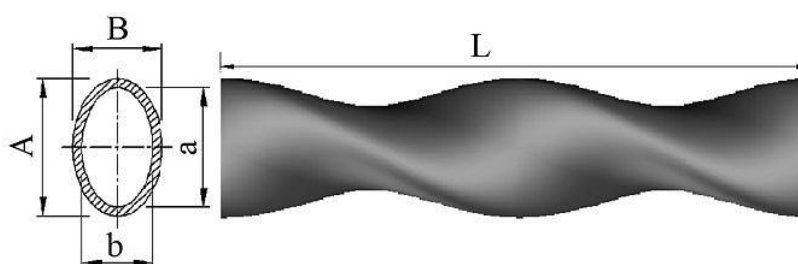
سپس مجموعه کامل شده از لوله‌ها توسط تسمه‌ای که دور لوله‌ها قرار می‌گیرد محکم شده و باعث می‌شود که لوله‌ها هیچ حرکتی نکنند و در نهایت یک مجموعه منظم حاصل می‌شود.

در این مطالعه، با توجه به هندسه مسأله که یک مبدل حرارتی با هفت لوله بیضی شکل درون یک لوله با مقطع شش ضلعی است (شکل ۳) و با توجه به پارامتر هندسی نسبت ابعاد (A/B شکل ۴)، جریان سیال (در منطقه آرام) و انتقال حرارت در مبدل حرارتی لوله پیچشی بیضی شکل مورد مطالعه قرار می‌گیرد و بررسی می‌شود تغییر در این پارامتر چه اثری بر روی انتقال حرارت خواهد داشت.



شکل ۳- نحوه قرارگیری لوله‌ها

در راستای تحلیل فرایند انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی و عوامل موثر در آن تحقیقاتی انجام شده که یکی از حوزه‌های مهم آن پیرامون افت فشار و میزان انتقال حرارت است. محمدرضا جعفری نصر و همکاران [۱] مبدل حرارتی با لوله پیچشی را مورد بررسی قرار



شکل ۴- نمایی از لوله پیچشی و سطح مقطع آن

داده و پس از استخراج قوانین حاکم بر انتقال حرارت و افت فشار، الگوریتم طراحی سریعی با هدف استفاده بهینه از افت فشار مجاز ارائه و نتایج آن را با اطلاعات سایر مراجع اعتبارسنجی کرده‌اند.

محمدرضا جعفری نصر و همکاران [۱] مبدل حرارتی با لوله پیچشی را مورد بررسی قرار داده و پس از استخراج قوانین حاکم بر انتقال حرارت و افت فشار، الگوریتم طراحی سریعی با هدف استفاده بهینه از افت فشار مجاز ارائه و نتایج آن را با اطلاعات سایر مراجع اعتبارسنجی کرده‌اند.

آزمی و همکاران [۲] یک مدل عددی برای جریان آشفته با استفاده از نانوسیال در یک لوله با نوار پیچشی توسعه دادند.

این مدل بر این فرض است که معادله نفوذ گردابی را می‌توان با توجه به ضریب و شاخص پرانتل در حرکت و حرارت به ترتیب به عنوان یک متغیر اعمال کرد. نتایج حاصل از تجزیه و تحلیل عددی آزمایش با نانوسیال SiO_2 و آب برای طیف گسترده‌ای از عدد رینولدز انجام شد. افزایش ۹۴.۱ درصد در ضریب انتقال حرارت و ۱۶۰ درصد ضریب اصطکاک بیشتر در رینولدز ۱۹۰۴۶ و گام پیچ ۰.۳ مشاهده شد.

تانگ و همکاران [۳] ویژگی‌های جریان آشفته و عملکرد انتقال حرارت در لوله سه لوبی پیچ خورده (TTT) و لوله بیضی شکل پیچ خورده را (TOT) با عدد رینولدز ۸۰۰۰ تا ۲۱۰۰۰ به صورت تجربی مقایسه کردند و نتایج نشان داد که لوله سه لوبی پیچ خورده (TTT) عملکرد بهتری در انتقال حرارت دارد و ضریب اصطکاک در لوله بیضی شکل پیچ خورده بالاتر است.

علاوه بر این بررسی عددی پارامترهای مختلف هندسی در عملکرد انتقال حرارت و ویژگی جریان سیال برای لوله‌های مختلف مارپیچ پیچ خورده با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی از طریق مدل k- ω برای جریان آشفته انجام شد. این پارامترهای هندسی شامل اشکال مختلف مقطع و گام پیچ و جهت پیچ و شماره لوب می‌باشند. نتایج عددی نشان داد که لوله‌ها با قطر بزرگتر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بالاتری دارند. لازم به ذکر است که انتقال حرارت و ضریب اصطکاک با کاهش گام پیچ (P) افزایش پیدا می‌کند.

یانگ و همکاران [۴] اثر پارامترهای ساختاری لوله گام پیچ و نسبت ابعاد در عملکرد یک لوله پیچشی بیضی شکل را به منظور بررسی عملکرد حرارتی و هیدرولیک مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج تجربی نشان داد که لوله بیضی شکل پیچ خورده می‌تواند به صورت قابل توجه باعث تقویت انتقال حرارت و افت فشار داخل لوله شود.



تان و همکاران [۵] انتقال حرارت و افت فشار در یک لوله پیچشی بیضی شکل را به صورت تجربی و عددی مورد مطالعه قرار داده‌اند. مطالعه تجربی نشان داد که در لوله بیضی شکل روند انتقال حرارت افزایش می‌یابد. در کار آنها همچنین اثرات هندسی بر عملکرد لوله پیچشی بیضی شکل به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت.

جهان میر و همکاران [۶] مبدل حرارتی پوسته لوله با لوله پیچ خورده در پنج گام پیچ مختلف با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی را مورد مطالعه قرار داده و با مبدل حرارتی پوسته و لوله معمولی با بافل تکه‌ای مقایسه کرده‌اند. اثر وضعیت نازل سمت پوسته بر عملکرد مبدل حرارتی مورد مطالعه قرار گرفته است. نرخ انتقال حرارت و افت فشار مسائل اصلی مورد بررسی مقاله است. مقایسه نرخ انتقال حرارت و افت فشار در مقابل دبی جرمی سمت پوسته نشان می‌دهد که مبدل حرارتی لوله پیچشی چه در زمانی که نازل عمود بر پوسته و چه زمانی که نازل مماس بر پوسته بود دارای مزایای قابل توجهی نسبت به مبدل حرارتی لوله معمولی با بافل تکه‌ای است.

تان و همکاران [۷] انتقال حرارت و افت فشار را در سمت لوله و سمت پوسته یک مبدل حرارتی لوله پیچشی بیضی شکل مورد مطالعه تجربی قرار داده‌اند، مطالعه سمت لوله نشان داد که در سمت لوله ضریب انتقال حرارت و افت فشار در یک لوله پیچشی بیضی شکل بالاتر از یک لوله گرد و صاف است و به منظور مطالعه سمت پوسته مبدل حرارتی، یک مبدل حرارتی که در آن از بافل استفاده شده با اندازه مشابه از مبدل حرارتی لوله پیچشی بیضی شکل طراحی شد و مقایسه آن‌ها نشان داد که انتقال حرارت در مبدل حرارتی لوله پیچشی بیضی شکل بالاتر و افت فشار کمتر از مبدل حرارتی با بافل است.

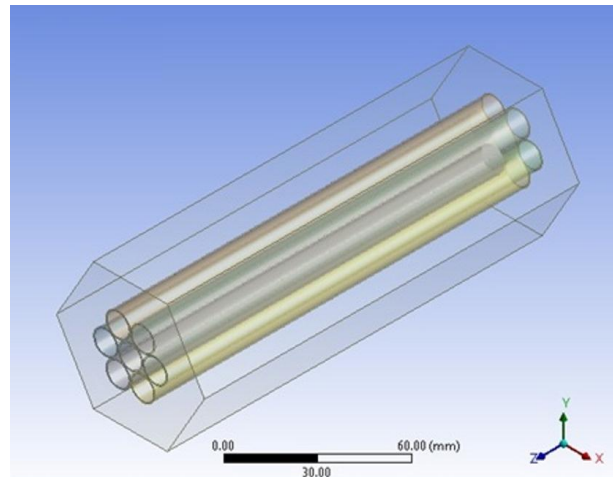
تان و همکاران [۸] به صورت عددی انتقال حرارت و افت فشار سمت پوسته مبدل حرارتی لوله پیچشی بیضی شکل را شبیه‌سازی کرده و تاثیر پارامترهای هندسی از جمله گام پیچ و طول لوله و نسبت ابعاد را در عملکرد سمت پوسته مورد مطالعه قرار داده‌اند. نتایج نشان داد که عدد ناسلت و ضریب اصطکاک با افزایش طول لوله و نسبت ابعاد افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت ابعاد انتقال حرارت افزایش و با افزایش طول لوله ابتدا انتقال حرارت افزایش و پس از آن با افزایش طول لوله انتقال حرارت کاهش می‌یابد.

بويا و همکاران [۹] به صورت تجربی میزان انتقال حرارت، ضریب اصطکاک و افزایش بازده حرارتی را در یک مبدل حرارتی با سه لوله پیچشی بر اساس گام پیچ‌های مختلف برای رینولدزهای مختلف را بررسی کرده‌اند. نتایج تجربی نشان داد که عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و بازده حرارتی با کاهش گام پیچ افزایش یافته است و همچنین وجود سه لوله پیچشی باعث افزایش میزان انتقال حرارت نسبت به لوله ساده شده است.

بويا و همکاران [۱۰] به صورت تجربی اثر دو لوله پیچشی معکوس را در انتقال حرارت و ضریب اصطکاک سیال در یک مبدل حرارتی بررسی کرده‌اند. نتایج تجربی نشان داد که عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و راندمان حرارتی با کاهش گام پیچ افزایش یافت و همچنین میزان انتقال حرارت با افزایش افت فشار به طور قابل توجهی افزایش پیدا کرد.

رامبر و همکاران [۱۱] انتقال حرارت و ضریب اصطکاک را در یک مجرای پیچشی مربع شکل بصورت تجربی و با شبیه‌سازی عددی بصورت سه‌بعدی مورد مطالعه قرار داده‌اند. نتایج نشان داد که در جریان آرام انتقال حرارت و افت فشار افزایش قابل توجهی داشته است و در جریان آشفته تا عدد رینولدز ۹۵۰۰ افزایش داشته است.

در این مقاله یک مبدل حرارتی با هفت لوله بیضی شکل پیچشی درون یک لوله با مقطع شش ضلعی مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از تحقیق بررسی تاثیر استفاده از لوله پیچشی به جای لوله معمولی در لوله‌های داخلی مبدل حرارتی است. مبدل با لوله دایره‌ای در شکل ۵ نشان داده شده است.

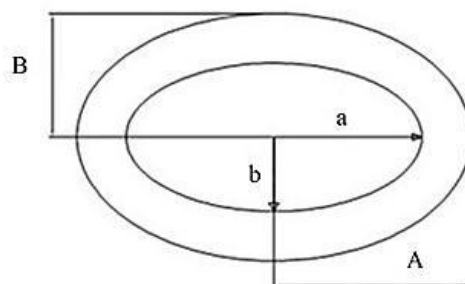


شکل ۵- نمایی از مدل هندسی با لوله دایروی

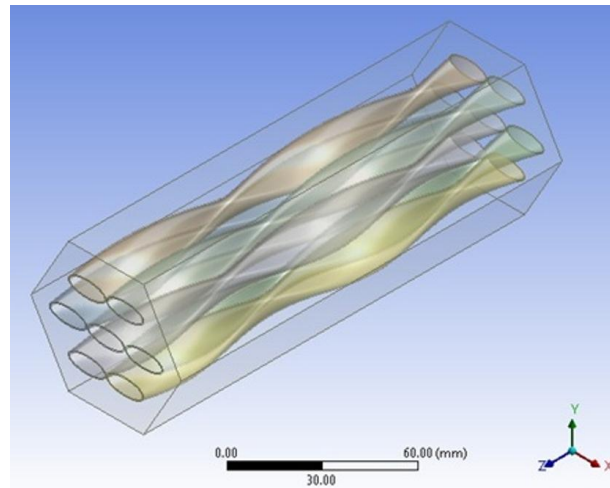
برای تغییر هندسه لوله‌های داخلی از دایره به بیضی و برای امکان مقایسه صحیح باید مساحت مقطع لوله‌ها ثابت بماند. در شکل ۶ یک لوله بیضی شکل رسم شده است. هندسه‌ای که برای لوله‌های مبدل در نظر گرفته شده بیضی‌هایی هستند که با نسبت قطر بزرگ خارجی به قطر کوچکشان شناسایی می‌شوند.

در شکل ۷ یک مبدل با لوله‌های داخلی بیضی‌شکل با نسبت $A/B=2.5$ نشان داده شده است. پارامترهایی که در فرایند انتقال حرارت مهم هستند عبارتند از:

- شار حرارتی عبوری از لوله
- عدد ناسلت که بیانگر نسبت انتقال حرارت جابجایی درون یک فیلم سیال به هدایت است. زمانی که سیال در حرکت است انتقال حرارت درون سیال از نوع جابجایی بوده و زمانی که سیال بدون حرکت است، از نوع هدایت می‌باشد. اعداد ناسلت بزرگتر، بیانگر انتقال حرارت جابجایی مؤثرتر هستند. عدد ناسلت ۱ برای یک فیلم سیال، بیان‌کننده این است که نرخ انتقال حرارت هدایت و جابجایی، یکسان است.
- اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است که به صورت زیر تعریف می‌شود.



شکل ۶- لوله بیضی شکل و پارامترهای مربوط به قطرهای بزرگ و کوچک داخلی و خارجی



شکل ۷- نمایشی از مدل هندسی با نسبت $A/B=2.5$

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (1)$$

که در آن ΔT_1 اختلاف دمایی ورودی‌ها و ΔT_2 اختلاف دمایی خروجی‌ها است.

۲- روش حل

معادلات حاکم بر مساله شامل معادله پیوستگی، بقای مومنتوم و بقای انرژی است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

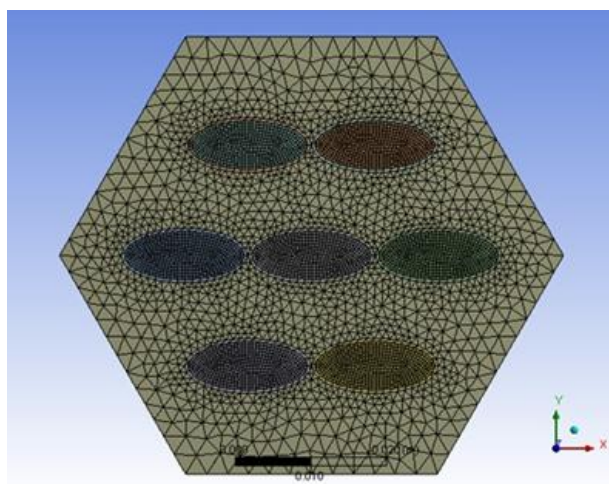
$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \frac{\partial(u_i T)}{\partial x_i} = -\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \lambda \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

برای حل معادلات حاکم از روش عددی حجم محدود استفاده شده است. پس از گسسته‌سازی معادلات و تبدیل آنها به دستگاه معادلات جبری و حل این دستگاه نتایج استخراج شده‌اند.

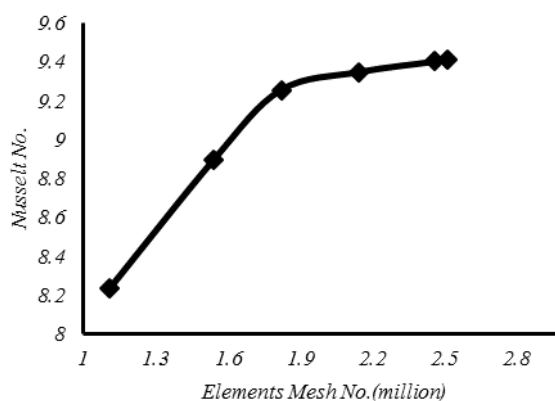
۳- استقلال از شبکه

در حل عددی برای اطمینان از عدم تاثیر اندازه المان‌های در نظر گرفته شده بر جواب مساله، باید فرایند استقلال از شبکه مورد بررسی قرار گیرد. در تحلیل حاضر مش‌بندی به گونه‌ای است که در لوله‌های داخلی و همچنین برای سیال خارجی در اطراف لوله‌های داخلی از مش ریزتری نسبت به مش اضلاع شش‌ضلعی استفاده شده است (شکل ۸).



شکل ۸- مش بندی مقطع عرضی مدل

عدد ناسلت دیواره لوله برای فرایند استقلال از شبکه مورد مقایسه قرار گرفته است. در شکل ۹ نمودار عدد ناسلت بر حسب تعداد مش کل دامنه در سرعت 0.2 m/s رسم شده است.



شکل ۹- نمودار عدد ناسلت دیواره لوله بر حسب تعداد مش دامنه حل

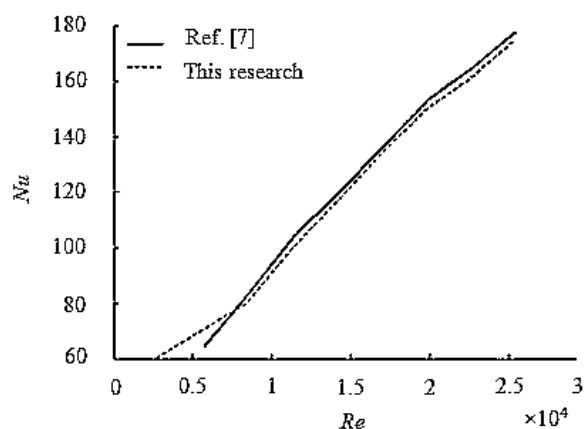
۴- راستی آزمایی حل

برای راستی آزمایی حل عددی از نتایج مرجع [۷] بهره گرفته شده است. مدل هندسی‌ای که برای این کار منظور شده در شکل ۷ قابل مشاهده است.

در مرجع مذکور فرض شده لوله‌های داخلی دارای سیال ساکن با دمای ثابت 350 درجه سانتیگراد باشند. شرایط مرزی برای جریان خارجی به این قرار است. سرعت جریان ورودی ثابت و دمای سیال ورودی 300 درجه سانتیگراد، فشار نسبی خروجی صفر. دیواره بیرونی شش ضلعی نیز عایق فرض شده است.

برای مقایسه نتایج حل عددی با مرجع [۷] اعداد ناسلت برای سرعت‌های مختلف ورودی و در واقع اعداد رینولدز مختلف ورودی در شکل ۱۰ آورده شده است. در محاسبه عدد رینولدز (۵) به جای پارامتر D از قطر هیدرولیکی باید استفاده نمود.

$$Re = \rho v D / \mu \quad (\delta)$$



شکل ۱۰- مقایسه نمودار عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در تحلیل حاضر و مرجع [۷]

۵- بررسی تغییر هندسه لوله به بیضی

برای بررسی تاثیر تغییر هندسه لوله از دایره به بیضی ۱۳ هندسه مختلف در نظر گرفته شده است. در جدول ۱ برای نسبت ابعاد ۱ تا ۴ با گام ۰.۲۵ ابعاد بیضی‌ها آمده است. ستون‌های a و b مربوط به بیضی داخلی و ستون‌های A و B مربوط به بیضی خارجی می‌باشد. ضخامت یک میلیمتری برای لوله‌های داخلی در نظر گرفته شده است.

جدول ۱ مشخصات مربوط به نسبت ابعاد مختلف

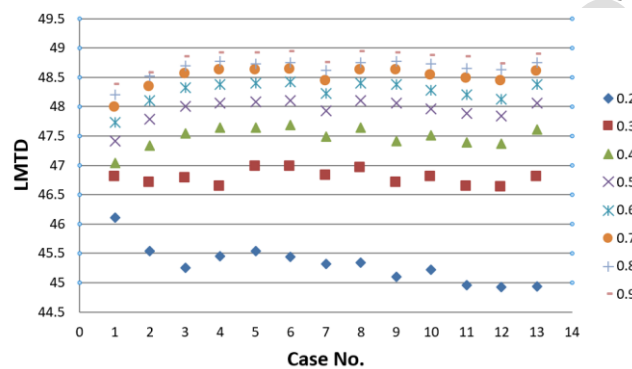
a	b	A	B	نسبت ابعاد A/B	ردیف
۱۰	۱۰	۱۱	۱۱	۱	۱
۱۱.۱۸	۸.۹۴	۱۲.۱۷	۹.۹۴	۱.۲۵	۲
۱۲.۳	۸.۱۵	۱۳.۲۳	۹.۱۵	۱.۵	۳
۱۳.۲۳	۷.۵۶	۱۴.۱۹	۸.۵۲	۱.۷۵	۴
۱۴.۱۴	۷.۰۷	۱۵.۰۹	۸.۰۲	۲	۵
۱۵	۶.۶۷	۱۵.۹۳	۷.۶	۲.۲۵	۶
۱۵.۸۱	۶.۳۲	۱۶.۷۲	۷.۲۴	۲.۵	۷
۱۶.۵۸	۶.۰۳	۱۷.۴۸	۶.۹۲	۲.۷۵	۸
۱۷.۳۲	۵.۷۷	۱۸.۲	۶.۶۵	۳	۹
۱۸.۰۳	۵.۵۵	۱۸.۸۹	۶.۴۱	۳.۲۵	۱۰
۱۸.۷۱	۵.۳۵	۱۹.۵۵	۶.۱۹	۳.۵	۱۱
۱۹.۳۶	۵.۱۶	۲۰.۱۹	۵.۹۹	۳.۷۵	۱۲
۲۰	۵	۲۰.۸۱	۵.۸۱	۴	۱۳

برای هر کدام از هندسه‌ها ۸ سرعت سیال بررسی شده است، تا تاثیر افزایش سرعت نیز مورد بررسی قرار گیرد.

۶- نتایج و بحث

در این بخش تمام داده‌ها برای هندسه‌های مختلف در سرعت‌های مختلف در نمودارهای مجزا به نمایش درمی‌آید که برای مقایسه بسیار مفیدند. پس از آن نتایج گرافیکی به صورت کانتورهای سرعت، فشار و دما خواهد آمد. در نمودارها محور افقی بیانگر هندسه‌های ۱۳ گانه‌ای است که در جدول ۱ معرفی شدند.

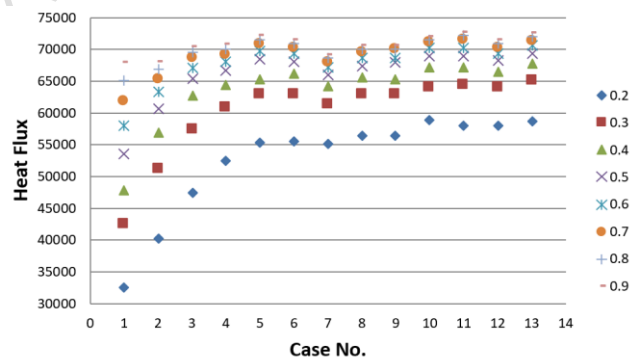
همان گونه که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود از نسبت ابعاد ۳ به بعد تغییر چندانی در شاخص اختلاف دمای متوسط لگاریتمی برای سرعت‌های مختلف مشاهده نمی‌شود.



شکل ۱۱- نمودار اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در تحلیل‌ها

همچنین اگر به صورت عمودی به نمودار نگاه کنیم یعنی در یک نسبت ابعاد خاص، دیده می‌شود که با افزایش سرعت تغییر در شاخص اختلاف دمای متوسط لگاریتمی کمتر می‌شود یا به بیان دیگر با افزایش سرعت تفاوت اختلاف دمای متوسط لگاریتمی کمتر می‌شود.

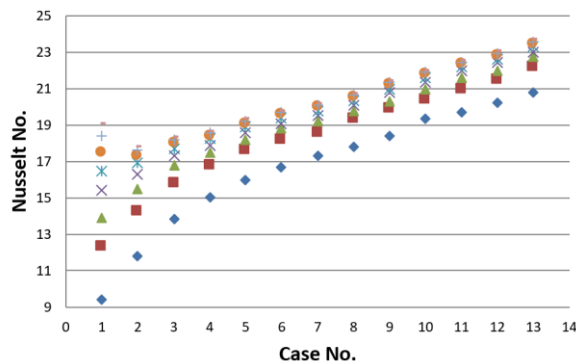
در شکل ۱۲ دیده می‌شود که در یک سرعت ثابت با افزایش نسبت ابعاد از شماره ۱ تا ۵، شار حرارتی افزایش پیدا کرده ولی از شماره ۵ تا ۱۳ تقریباً می‌توان گفت تغییر چندانی در مقدار شار حرارتی رخ نداده است.



شکل ۱۲- مقایسه شار حرارتی در تحلیل‌ها

در شکل ۱۳ دیده می‌شود که با افزایش نسبت ابعاد عدد ناسلت نیز افزایش پیدا می‌کند که این موضوع نشان دهنده افزایش نسبت انتقال حرارت جابه‌جایی نسبت به هدایت با افزایش نسبت ابعاد است.

از جداول و نمودارهای این پژوهش یک نتیجه کلی حاصل می‌شود و آن اینکه با افزایش نسبت ابعاد بیضی تا شماره ۵ (یعنی نسبت $A/B=2$) شار حرارتی افزایش می‌یابد ولی پس از آن افزایش این نسبت تاثیر چندانی بر شار حرارتی ندارد.

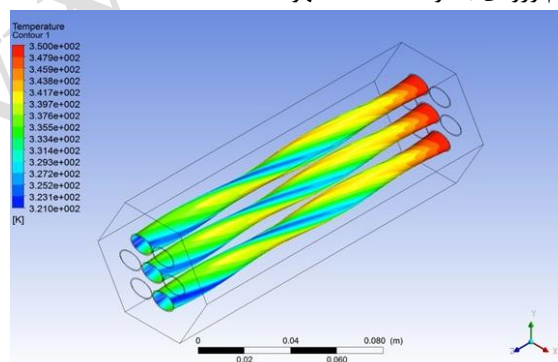


شکل ۱۳- مقایسه عدد ناسلت در تحلیل‌ها

برای توجیه این موضوع باید در نظر داشت که با افزایش نسبت ابعاد، کشیدگی مقطع بیضی بیشتر شده و با پیش‌روی سرعت سیال دچار ناهمگونی در مقاطع مختلف می‌شود. کاهش سرعت سیال در کناره‌های بیضی باعث کاهش شار حرارتی می‌شود. از طرف دیگر با کشیده تر شده بیضی مساحت مقطع لوله بیشتر شده و سطح درگیر در انتقال حرارت بیشتر می‌شود که این موضوع باعث افزایش شار حرارتی می‌گردد. بنابراین در این مساله دو پارامتر در تقابل با یکدیگر قرار دارند. در نسبت‌های بیشتر از $A/B=2$ کشیدگی بیضی به حدی می‌رسد که جریان یکنواختی لازم را از دست داده و در کل تاثیر این امر در کاهش شار حرارتی با تاثیر افزایش سطح مقطع بر افزایش شار حرارتی تقریباً خنثی می‌شود.

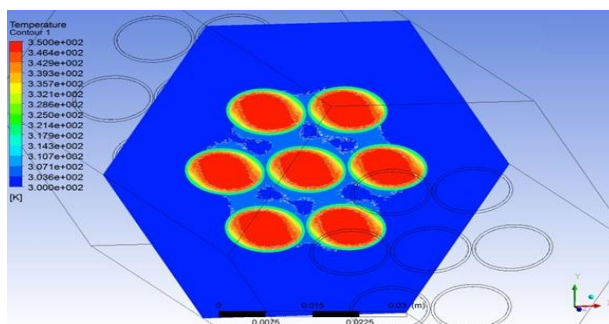
در ادامه چند کانتور دما و سرعت برای یکی از تحلیل‌ها به نمایش درآمده است.

در شکل ۱۴ روند سرد شدن سیال گرم ورودی به لوله‌ها کاملاً مشهود است.



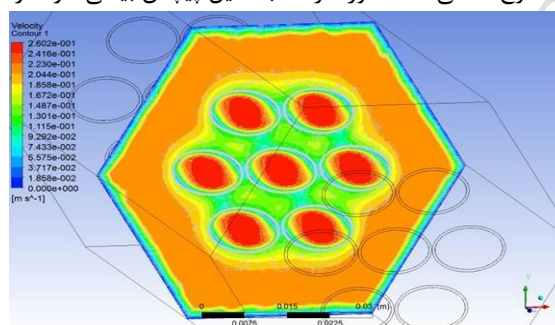
شکل ۱۴- کانتور دما برای $A/B=1.5$ برای سه لوله

روند کاهش دمای سیال داخل لوله از مقطع عرضی در شکل ۱۵ قابل مشاهده است.



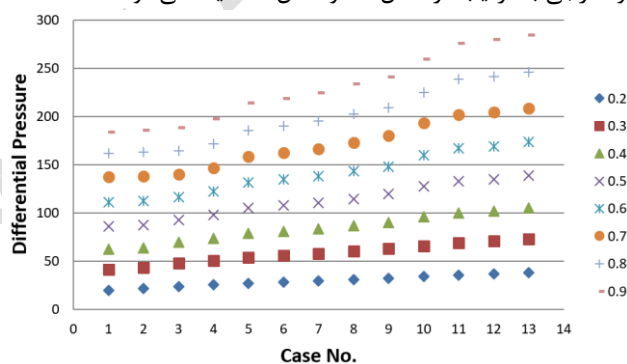
شکل ۱۵- کانتور دما برای $A/B=1.5$ در مقطع وسط لوله

همان‌طور که در شکل ۱۶ دیده می‌شود طرح خاصی که کانتور سرعت به دلیل پیچش بیضی دارد در شکل به وضوح قابل رویت است.

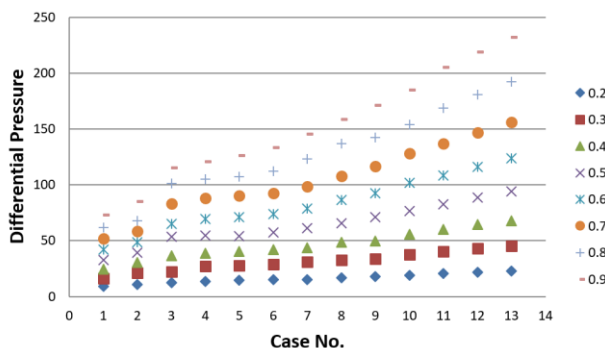


شکل ۱۶- کانتور سرعت برای نسبت $A/B=1.5$ در مقطع وسط مبدل

نمودار اختلاف فشار سیال داخلی و خارجی به ترتیب در شکل ۱۷ و شکل ۱۸ دیده می‌شوند.



شکل ۱۷- اختلاف فشار سیال داخلی



شکل ۱۸- اختلاف فشار سیال خارجی

همان گونه که دیده می‌شود اختلاف فشار سیال داخلی و خارجی در یک نسبت ابعاد خاص با افزایش سرعت یک روند صعودی دارد که کاملاً بدیهی است.

۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله انتقال حرارت در یک مبدل چندلوله‌ای با لوله‌های بیضی شکل مورد بررسی قرار گرفت. هدف از تحلیل، بررسی تأثیر هندسه مقطع لوله‌های بیضی شکل بود. برای مقایسه بهتر، ابتدا برای حالت دایره‌ای تحلیل انجام شده و سپس با تغییر نسبت قطر بزرگ به قطر کوچک بیضی (که با نماد A/B مشخص شده است) برای ۱۲ حالت دیگر تحلیل صورت گرفته است. برای هر تحلیل نیز سرعت‌های مختلفی برای سیال منظور شده است.

پس از تحلیل مشخص شد که شار حرارتی گذرنده از دیواره‌های لوله از نسبت $A/B=1$ (یعنی دایره) تا $A/B=2$ روند افزایشی دارد. یا به عبارت دیگر با کشیده‌تر شدن بیضی تا نسبت $A/B=2$ انتقال حرارت بهتر می‌شود. ولی از این نسبت به بعد (تا $A/B=4$ مورد بررسی قرار گرفته) تغییر چندانی در شار حرارتی مشاهده نمی‌شود. برای بررسی دلیل این موضوع باید تغییرات مربوطه را مطالعه نمود. با افزایش نسبت قطرهای بیضی کشیده‌تر شده و مساحت سطح مقطع آن بیشتر می‌شود. این امر باعث افزایش انتقال حرارت می‌گردد. از طرف دیگر افزایش نسبت قطرهای کشیده‌تر شدن بیضی با توجه به پیچش بیضی‌ها در طول مبدل، باعث ناهمگونی در سرعت جریان می‌شود. این امر باعث کاهش انتقال حرارت می‌شود. پس در واقع دو عامل موثر یکی در جهت افزایش و دیگری در جهت کاهش انتقال حرارت هستند. تأثیر این دو عامل باعث می‌شود تا $A/B=2$ روند افزایش انتقال حرارت روی داده و برای نسبت‌های بالاتر تغییری در میزان انتقال حرارت مشاهده نشود.

مراجع

[۱] M. R. Jafari nasr, Rapid Design Evaluation algorithm and new technology heat exchanger coil of tubing in the oil industry, Journal of Research Institute of Petroleum Industry, Vol. 21, No. 67, pp. 83-98, 2011.

[۲] W. H. Azmi, K. V. Sharma, P. K. Sarma, R. Mamat, S. Anuar, L. Syam Sundar, Numerical validation of experimental heat transfer coefficient with SiO₂ nanofluid flowing in a tube with twisted tape inserts, Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 73, No. 1, pp. 296-306, 12/5/, 2014.



[۳] X. Tang, X. Dai, D. Zhu, Experimental and numerical investigation of convective heat transfer and fluid flow in twisted spiral tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 90, pp. 523-541, 11//, 2015.

[۴] S. Yang, L. Zhang, H. Xu, Experimental study on convective heat transfer and flow resistance characteristics of water flow in twisted elliptical tubes, Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No. 14-15, pp. 2981-2991, 10//, 2011.

[۵] X.-h. Tan, D.-s. Zhu, G.-y. Zhou, L.-d. Zeng, Experimental and numerical study of convective heat transfer and fluid flow in twisted oval tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 55, No. 17-18, pp. 4701-4710, 8//, 2012.

[۶] G. S. Jahanmir, F. Farhadi, Twisted bundle heat exchangers performance evaluation by CFD (CJ12/5054), International Journal Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 10, pp. 1654-1660, 12//, 2012.

[۷] X.-h. Tan, D.-s. Zhu, G.-y. Zhou, L.-d. Zeng, Heat transfer and pressure drop performance of twisted oval tube heat exchanger, Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 50, No. 1, pp. 374-383, 1/10/, 2013.

[۸] X.-h. Tan, D.-s. Zhu, G.-y. Zhou, L. Yang, 3D numerical simulation on the shell side heat transfer and pressure drop performances of twisted oval tube heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 65, pp. 244-253, 10//, 2013.

[۹] M. M. K. Bhuiya, M. S. U. Chowdhury, M. Saha, M. T. Islam, Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts, International Journal Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 49-57, 8//, 2013.

[۱۰] M. M. K. Bhuiya, A. S. M. Sayem, M. Islam, M. S. U. Chowdhury, M. Shahabuddin, Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts, International Journal Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 50, pp. 25-33, 1//, 2014.

[۱۱] R. Bhadouriya, A. Agrawal, S. V. Prabhu, Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer in a twisted square duct, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 82, pp. 143-158, 3//, 2015.