

بررسی تأثیر هندسه لوله همراه با توربولاتور بر افزایش عملکرد حرارتی گرمکن مورد استفاده در ایستگاه تقلیل فشار گاز

سهام سالاری^۱، کوروش گودرزی^{۲*}

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران

saham.salari65@gmail.com

^۲ دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران

kgoudarzi@yu.ac.ir

چکیده: در این پژوهش، اثر استفاده از توربولاتورها به عنوان یک روش غیرفعال افزایش انتقال حرارت، بر روی عملکرد گرمکن ایستگاه تقلیل فشار بخش مختار شهر یاسوج مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور تحلیل کارایی و تأثیر توربولاتورها بر عملکرد گرمکن، جریان پایا و تراکم ناپذیر گاز با استفاده از نرم افزار ANSYS CFX 14.5 شبیه سازی شده است. مدل توربولانسی تنش برشی انتقالی، برای مدل کردن رژیم جریان مغشوش کنار دیواره به کار رفته است. همچنین با استفاده از نتایج شبیه سازی، پارامترهای عملکردی مهم مانند ضریب اصطکاک، عدد ناسلت و ضریب عملکرد حرارتی محاسبه شده و نیز، درون لوله ای فتری به عنوان یکی از انواع توربولاتورها به کار رفته است. نتایج به دست آمده نشان می دهد که توربولاتور فتری با قطر مفتول ۱۰ میلی متر در حالت گرمکن با لوله بیضوی و نسبت قطر ۰/۹۵، بهترین عملکرد را دارد.

واژه های کلیدی: ایستگاه تقلیل فشار گاز، گرمکن، عملکرد حرارتی، توربولاتور.

۱. مقدمه

جابه‌جایی اجباری جوشش یا میعان، نوع مبادله‌کن و فرایند کاربردی در آن مبادله‌کن‌های حرارتی بستگی دارد.

درون‌لوله‌ای‌ها یک روش غیرفعال برای بهبود انتقال گرمای جابه‌جایی توسط پیچش در سیال و اغتشاش در لایه مرزی بر روی سطح لوله است. به این ترتیب که با القای توربولانسی و حرکت‌های گردابی، یک لایه مرزی باریک‌تر به وجود می‌آورد و در نتیجه، باعث بهبود ضریب انتقال گرما و افزایش انتقال حرارت می‌شود [۲].

ایمسا آرد و همکاران [۳] مطالعه آزمایشگاهی بر روی متوسط عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و افزایش عملکرد حرارتی در لوله با درون‌لوله‌ای کلاسیک را که تحت شار حرارتی یکنواخت بوده، انجام داده‌اند. در این آزمایش، سیال کار هوا بوده و در ناحیه آشفته بررسی شده است. این درون‌لوله‌ای به دو صورت طول کوتاه تا قسمتی از مسیر و طول بلند سرتاسری بوده که در چندین نسبت گام به کار برده شده است. درون‌لوله‌ای کلاسیک طول کوتاه به‌عنوان یک وسیله چرخشی جریان برای تولید یک جریان با چرخش قوی در ورودی لوله به کار برده شده است. از طرف دیگر، از درون‌لوله‌ای کلاسیک طول بلند جهت ایجاد یک جریان چرخشی قوی در سرتاسر لوله استفاده شده است. نتایج آزمایشگاهی نشان داد که درون‌لوله‌ای طول کوتاه انتقال حرارت و ضریب اصطکاک کمتری نسبت به درون‌لوله‌ای طول بلند داشته است. علاوه بر این، لوله با درون‌لوله‌ای کلاسیک با طول کوتاه، ضریب عملکرد حرارتی کمتری را نسبت به لوله با درون‌لوله‌ای کلاسیک سرتاسری داشته است.

گانز و همکاران [۴] در تحقیقی آزمایشگاهی افزایش انتقال حرارت و افت فشار در لوله‌ای با درون‌لوله‌ای فنری در رژیم جریان آشفته را بررسی کرده‌اند. آزمایش برای فنر با سطح مقطع مثلثی و سه نسبت گام مختلف و دو نسبت فاصله فنر تا دیواره لوله متفاوت، انجام شده است. شار حرارتی یکنواخت به دیواره خارجی لوله اعمال شده و هوا به‌عنوان سیال کار در این تحقیق، در محدوده اعداد رینولدز ۴۱۰۰ تا ۲۶۴۰۰ جریان داشته است. با توجه به نتایج این آزمایش، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک با کاهش طول گام و کاهش فاصله فنر از دیواره لوله، افزایش داشته‌اند. همچنین بیشترین ضریب عملکرد حرارتی برای درون‌لوله‌ای فنری با کمترین نسبت گام و کمترین فاصله فنر تا دیواره لوله در عدد رینولدز ۴۲۲۰ به دست آمده است.

پرومونج [۵] تحقیقی آزمایشگاهی را بر روی جریان در لوله با درون‌لوله‌ای مخروطی انجام داده است. سیال کار در این تحقیق، هوای سرد بوده است. این سیال در محدوده اعداد رینولدز ۶۰۰۰ تا ۲۶۰۰۰ در لوله‌ای که شار حرارتی ثابت به آن اعمال شده، بررسی شده است.

ایستگاه‌های تقلیل فشار دروازه شهری^۱ (CGS) در ورودی شهرها قرار دارند تا فشار بالای گازی را که از پالایشگاه به سمت نقاط مصرف جاری می‌شود، کاهش دهند. یکی از مهم‌ترین بخش‌های این ایستگاه‌ها، سیستم پیش‌گرمایش آن‌هاست که برای این منظور در ایستگاه‌ها معمولاً از گرمکن‌های خطی استفاده می‌کنند. مشکل اساسی این گرمکن‌ها مصرف بالای سوخت و بازده کم آن‌هاست. از سوی دیگر، رشد فزاینده مصرف سوخت، افزایش روزافزون بهای انرژی و عدم رعایت استانداردهای معیار مصرف انرژی و استانداردهای زیست‌محیطی در بخش‌های مختلف صنعتی، موجب تهدید جدی حال و آینده جهان شده است و می‌بایست اصلاحات مهمی در طراحی دستگاه‌های مصرف‌کننده انرژی صورت گیرد. بر همین اساس نیاز به بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی و کاهش اثر آن‌ها بر روی تخریب محیط‌زیست، منجر به توسعه و کاربرد روش‌های افزایش انتقال حرارت شده است.

بررسی روش‌های افزایش انتقال حرارت در مبادله‌کن‌های حرارتی مورد استفاده در صنعت تبرید، خودرو، فرایندهای صنعتی، پتروشیمی و موارد دیگر جهت افزایش راندمان در طول سالیان گذشته مورد توجه قرار گرفته است. روش‌های افزایش انتقال حرارت، اساساً باعث کاهش مقاومت گرمایی در مبادله‌کن‌های حرارتی و افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. بنابراین، اندازه مبادله‌کن حرارتی می‌تواند کاهش یابد یا راندمان حرارتی در آن مبادله‌کن افزایش یابد.

تکنیک‌های افزایش انتقال حرارت را به‌طور کلی می‌توان به سه دسته روش‌های فعال^۲، غیرفعال^۳ یا ترکیبی از هر دو تقسیم‌بندی کرد [۱]. مشخصه و ویژگی اصلی روش‌های غیرفعال، برخلاف روش‌های فعال این است که این روش‌ها به منبع قدرت خارجی برای افزایش انتقال حرارت نیاز ندارند. در این روش‌ها با به‌کارگیری چندین تکنیک برای ایجاد پیچ‌وخم در قسمت اعظم سیالات و تخریب لایه مرزی، افزایش سطح مؤثر و زمان ماند باعث افزایش ضرایب انتقال حرارت می‌شوند. در این روش‌ها معمولاً از اصلاحات سطحی یا هندسی در کانال‌های جریان، ترکیب و جادادن مواد یا فنرهای خاص یا افزودنی‌های مایعات و گازها استفاده می‌شود. تأثیرگذاری و سودمند بودن هریک از این روش‌ها به‌شدت به نحوه انتقال حرارت، تک‌فاز بودن یا نبودن جریان، انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد یا اجباری،

1. City Gate Station
2. Active Techniques
3. Passive Techniques

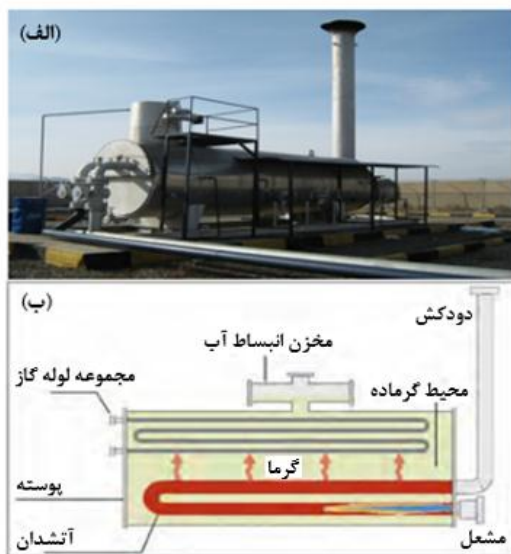
برای سه زاویه تقاطع پروانه با میله نگهدارنده ۴۵، ۹۰ و ۱۳۵ درجه و درونلوله‌های کلاسیک و دنداندار برای سه نسبت گام مختلف به کار برده شده‌اند. نتایج نشان داد در محدوده اعداد رینولدز بررسی شده، بیشترین ضریب عملکرد حرارتی برای درونلوله‌های پروانه‌ای با زاویه پروانه ۹۰ درجه به دست آمده است.

در تحقیق دیگری، گودرزی و همکاران [۱۰] به بررسی آثار درونلوله‌های ستاره‌ای، به‌عنوان یکی از مهم‌ترین روش‌های افزایش انتقال حرارت در آبگرمکن گازی، به‌عنوان یک نوع خاص از مبدل‌های حرارتی پرداختند.

به‌جرت می‌توان گفت تأثیر استفاده از توربولاتورها در افزایش راندمان گرمکن ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز تاکنون بررسی نشده است. هدف از انجام این پژوهش، شبیه‌سازی گرمکن یکی از ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز و بررسی اثر استفاده از درونلوله‌ای، بر روی عملکرد این گرمکن با رویکرد افزایش انتقال حرارت و کاهش مصرف سوخت است.

۲. مدل‌سازی عددی

مسئله مورد مطالعه، گرمکن ایستگاه تقلیل فشار بخش مختار شهر یاسوج است. گرمکن مورد مطالعه از نوع گرمکن‌های گازی حمام آب^۱ با ظرفیت $SCMH^3$ ۳۰۰۰۰، با فشار کاری ۱۰۰۰ psi و دمای کاری $75^{\circ}C$ می‌باشد. مشخصات هندسی و فیزیکی گرمکن و سیال عبوری از آن در جدول (۱) آمده است. طرح‌واره از سیستم مورد مطالعه نیز در شکل (۱) نشان داده شده است.



شکل (۱): الف. هندسه واقعی گرمکن؛ ب. طرح‌واره از اجزای گرمکن

درونلوله‌های مخروطی در سه دسته همگرا، واگرا و همگرا-واگرا با نسبت قطرهای مختلف بررسی شده است. نتایج نشان نشان داد که نرخ انتقال حرارت و ضریب اصطکاک برای لوله با درونلوله‌های مخروطی نسبت به لوله بدون درونلوله‌ای افزایش داشته‌اند. عدد ناسلت به ترتیب برای درونلوله‌های مخروطی همگرا-واگرا، واگرا و همگرا بیشترین مقدار را داشته است.

ابراهیم [۶] تحقیقی را بر روی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در یک مبدل دولوله‌ای با درونلوله‌های مارپیچی با نسبت گام‌های مختلف و درونلوله‌های مارپیچی با نسبت فواصل مختلف بررسی کرده است. آب سرد و آب گرم به ترتیب به‌عنوان سیال کار در داخل لوله به کار برده شده‌اند. آزمایش‌ها در محدوده اعداد رینولدز ۵۷۰۰ تا ۱۳۰۰۰ انجام شده‌اند. نتایج نشان داد که عدد ناسلت و ضریب اصطکاک با افزایش فاصله طولی درونلوله‌ای مارپیچی کاهش می‌یابند. همچنین انتقال حرارت و افت فشار برای لوله با همه درونلوله‌ها افزایش داشته است.

مرگوسن و همکاران [۷] تحقیقی آزمایشگاهی را بر روی جریان آب در لوله با درونلوله‌های کلاسیک ساده و کلاسیک با برش‌های کوچک V شکل در لبه‌های این درونلوله‌ای انجام داده‌اند. انتقال حرارت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی در لوله‌ها با این درونلوله‌ای‌ها و نسبت گام‌های مختلف با هم مقایسه شده‌اند. نتایج نشان داد که میانگین عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در لوله با هر دو نوع درونلوله‌ای، با کاهش نسبت گام افزایش می‌یابد. همچنین برای هر دو نوع درونلوله‌ای بررسی شده، ضریب عملکرد حرارتی، بیشتر از یک به دست آمده است.

انسواری و همکاران [۸] مطالعه‌ای آزمایشگاهی بر روی درونلوله‌های مخروطی انجام دادند. این درونلوله‌ای‌ها به دو صورت همگرا و واگرا بررسی شده‌اند. سیال کار در لوله آزمایش آب بوده که تحت جابه‌جایی اجباری و در رژیم جریان گذرا قرار گرفته است. نتایج نشان داد که عدد ناسلت و افت فشار برای لوله با هر دو نوع درونلوله‌ای افزایش داشته است که افزایش عدد ناسلت و افت فشار برای درونلوله‌های مخروطی واگرا بیشتر از همگرا شده است.

شعبانیان و همکاران [۹] تحقیقی را به‌صورت آزمایشگاهی و عددی برای بررسی اثرات سه نمونه درونلوله‌ای پروانه‌ای، کلاسیک و دنداندار بر روی افزایش انتقال حرارت، افت فشار و ضریب عملکرد حرارتی در یک مبدل حرارتی هواخنک‌کن انجام دادند. سیال کار در این مبدل آب داغ بوده که در رژیم جریان آشفته و در محدوده اعداد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۱۶۰۰۰ جریان داشته است. درونلوله‌های پروانه‌ای

جدول (۱): مشخصات گرمکن و سیال عبوری از آن

شرکت سیستم‌های صنعتی تاکستان		Code: ASME Sec.VIII Div.1	
سال ساخت	۲۰۰۷	شماره سریال	---
فلنج	۶"-۶۰۰	شماره سفارش	۸۶/۱۰۳۳۷
ورودی/خروجی	۶ in	مشتری	آذر پژوهان اندیش
قطر کویل	۳	ظرفیت	۳۰۰۰۰ SCMh
تعداد کویل‌ها	۸/۵۶ mm	جذب حرارتی در کویل‌ها	۵۲۵۳۹۰ kcal/hr
ضخامت دیواره کویل	۲۷۹۵ kg	تعداد مسیرهای جریان	۶
وزن کویل	۱۰۵۰ psi	مساحت سطح کویل‌ها	۳۶/۶ m ²
فشار طراحی	۷۵ °C	فشار کاری	۱۰۰۰ psi
دمای کاری	۱۹۸ Lit	فشار هیدرو تست	۱۵۷۵ psi
ظرفیت تانک انبساط	۱۲۶۷۲ kg	ظرفیت حمام آب	۸۲۳۶ Lit
وزن پوسته پُر	۴۲۳۸ kg	وزن پوسته خالی	---

از روش عددی حجم محدود در این مدل‌سازی استفاده شده است. الگوریتم سیمپل، فشار استاندارد و روش گسسته‌سازی مرتبه بالا^۲ برای معادلات مومنتوم و انرژی، انرژی جنبشی توربولانسی و فرکانس گردابی استفاده شده است. همچنین ملاک همگرایی برای همه متغیرهای محاسباتی^۴ ۱۰^{-۴} است. برای ارضای بقای شار جرم، مومنتوم و انرژی، عدم توازن شار ۱۰^{-۲} در نظر گرفته شده است. برای این مدل‌سازی، فرضیات و شرایط مرزی زیر در نظر گرفته شده است:

- سیال عامل تراکم‌ناپذیر و جریان پایا فرض شده است.
- روی سطح دیواره شرط عدم لغزش وجود دارد.
- شار ثابت ۵۲۵۳۹۰ kcal/hr از طریق دیواره لوله به سیال داده می‌شود.
- شرط مرزی ورودی^۳، مقادیر دما و فشار گاز ورودی به گرمکن است.
- شرط مرزی در خروجی گرمکن شرط مرزی خروجی^۴ (نرخ جریان جرمی ثابت ۱/۸۲۵ kg/s) است.

معادلات حاکم برای جریان آشفته، معادلات سه‌بعدی مربوط به پیوستگی، مومنتوم و انرژی در دامنه محاسباتی به صورت زیر است:

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \rho \overline{(u_i u_j)} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] \quad (2)$$

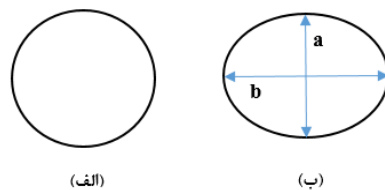
$$\frac{\partial}{\partial x_j} \rho \overline{(u_j T)} = \overline{u_j} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \overline{u_j'} \frac{\partial \bar{P}'}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j' T'} \right] \quad (3)$$

در این پژوهش، از مدل آشفتگی اس‌اس‌تی^۵ و توابع دیوار خودکار برای مدل کردن جریان آشفته کنار دیوار استفاده شده است.

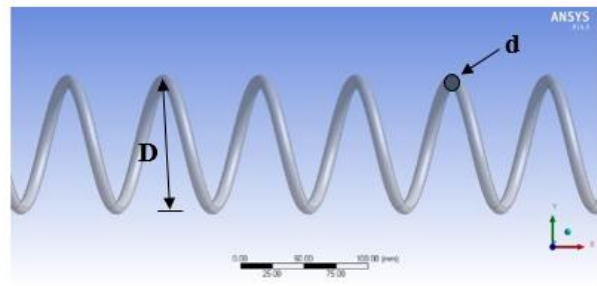
هندسه مورد نظر ابتدا به کمک مش‌های متفاوت شبکه‌بندی شده است. ناحیه‌های نزدیک دیواره لوله و به خصوص در نزدیکی دیواره درون‌لوله‌ای، به صورت ریزتر شبکه‌بندی می‌شود تا ناحیه‌های تنگ موجود را که توسط لبه‌های درون‌لوله‌ای به وجود می‌آیند، بهتر نشان دهد. سلول‌های چهاروجهی^۶ در کنار دیوار و شش‌وجهی^۷ در قسمت‌های دیگر استفاده شده‌اند و تعداد المان با توجه به ساختار

برای انجام شبیه‌سازی سیستم مورد نظر، از نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس^۱ استفاده شده است. در این پژوهش، اثر درون‌لوله‌ای فنری به عنوان یکی از انواع توربولاتورها بر پارامترهای عملکردی مهم مانند عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد گرمکن با لوله‌های دایره‌ای و بیضوی و سطح مقطع یکسان بررسی شده است.

درون‌لوله‌ای که در این تحقیق در نظر گرفته شده، به صورت فنری بوده که در سرتاسر لوله گرمکن گسترش یافته و اثر آن در دو حالت با لوله‌های دایره‌ای و بیضوی و سطح مقطع یکسان بررسی شده است. شکل‌های (۲) و (۳) نمایی از سطح مقطع لوله و درون‌لوله‌ای فنری با سطح مقطع دایره‌ای را نشان می‌دهد.



شکل (۲): مدل فیزیکی سطح مقطع لوله؛ الف. دایره‌ای، ب. بیضوی



شکل (۳): مدل فیزیکی درون‌لوله‌ای با سطح مقطع دایره‌ای

2. High Resolution
3. Inlet
4. Outlet
5. Shear Stress Transport
6. Tetrahedron
7. Hexahedron

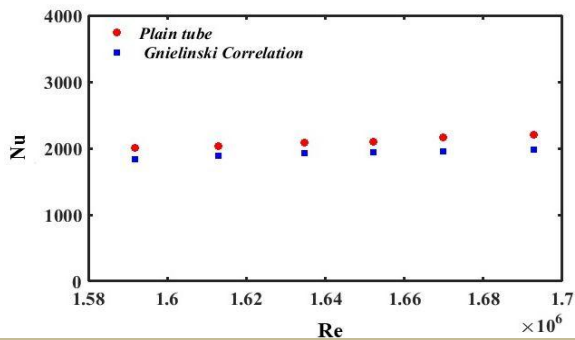
رابطه عدد ناسلت گنیلینسکی [۱۲]:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0.5 < \text{Pr} < 2000 \\ 3000 < \text{Re}_D < 5 \times 10^6 \end{array} \right\}$$

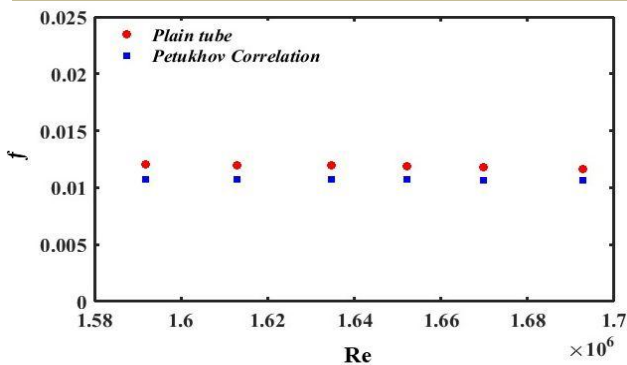
$$\text{Nu}_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\text{Re}_D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}\left(\text{Pr}^{2/3} - 1\right)} \quad (7)$$

در روابط فوق، f ضریب اصطکاک، Re عدد رینولدز، Pr عدد پراتل و Nu عدد ناسلت مربوط به سیال درون لوله است. اعتبارسنجی تحلیل عددی برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در شکل‌های (۵) و (۶) نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل‌های (۵) و (۶) دیده می‌شود، هم‌خوانی نسبتاً خوبی بین نتایج لوله صاف بدون درون‌لوله‌ای و روابط مشهور موجود وجود دارد. نتایج محاسبه شده برای عدد ناسلت به‌طور میانگین ۱۰/۱۵ درصد با رابطه عدد ناسلت گنیلینسکی اختلاف دارد. همچنین، نتایج محاسبه شده برای ضریب اصطکاک به‌طور میانگین، ۱۰/۹۳ درصد با رابطه ضریب اصطکاک پتخوف اختلاف دارد.



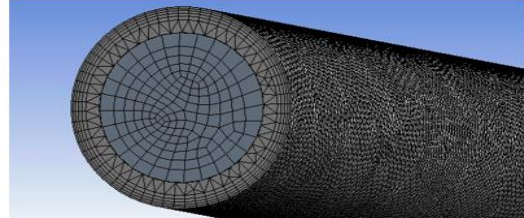
شکل (۵): تغییرات عدد ناسلت برحسب عدد رینولدز برای لوله بدون درون‌لوله‌ای



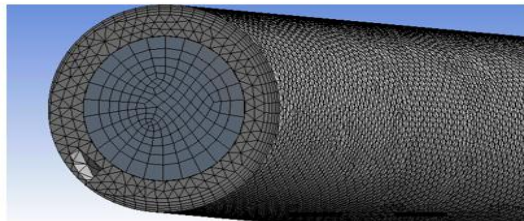
شکل (۶): تغییرات ضریب اصطکاک برحسب عدد رینولدز برای لوله بدون درون‌لوله‌ای

برای بررسی اثر درون‌لوله‌ای در لوله بیضوی، لوله‌ای با سطح مقطع یکسان با لوله دایره‌ای و نسبت قطر کوچک (a) به قطر بزرگ

مربوط به درون‌لوله‌ای تغییر می‌کند. مستقل از شبکه بودن نتایج برای لوله بدون درون‌لوله‌ای در عدد رینولدز ۱۶۵۲۰۷۲ صورت گرفته است. اندازه المان‌های شبکه چند بار تغییر و در نهایت بهترین اندازه المان چنان انتخاب شد تا بعد از آن تغییر در اندازه المان، تأثیر چندانی بر نتایج محاسبه شده نداشته باشد. نمایی از مش‌های ایجادشده در شکل (۴) نشان داده شده است.



(الف)



(ب)

شکل (۴): نمایی از شبکه بندی لوله: الف. بدون درون‌لوله‌ای، ب. با درون‌لوله‌ای

۳. بحث بر روی نتایج

قبل از مدل‌سازی و تحلیل لوله دارای درون‌لوله‌ای، جریان در لوله ساده بدون درون‌لوله‌ای مدل‌سازی شده و عدد ناسلت و ضریب اصطکاک محاسبه شده است. این متغیرها به کمک توزیع دما و سرعت حاصل شده از تحلیل عددی به دست می‌آیند.

عدد ناسلت به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\text{Nu} = \frac{hD_{eq}}{k} \quad (4)$$

ضریب اصطکاک از رابطه زیر به دست می‌آید:

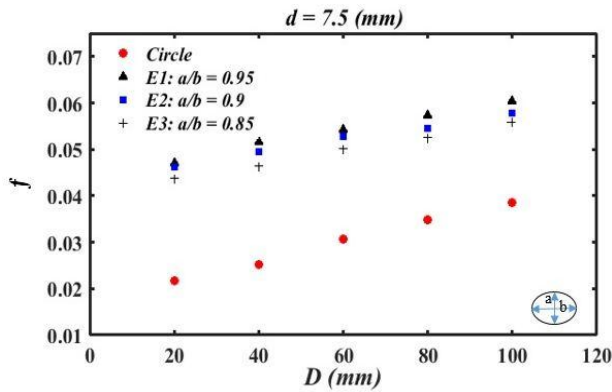
$$f = \frac{\Delta P}{(L/D_{eq})\rho u^2/2} \quad (5)$$

برای ارزیابی درستی مقادیر محاسبه شده برای لوله ساده، اطلاعات به دست آمده با نتایج به دست آمده از رابطه‌های مشهور عدد ناسلت و ضریب اصطکاک مقایسه می‌شوند.

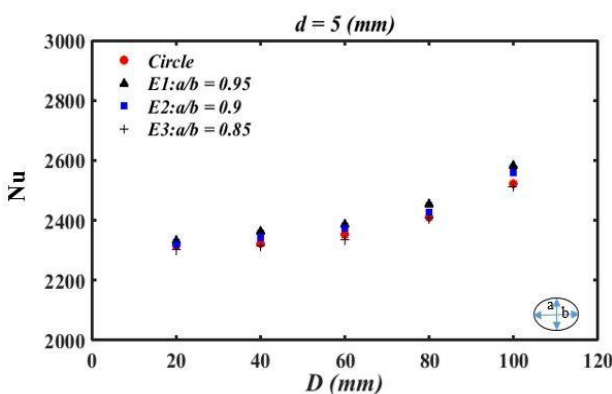
رابطه ضریب اصطکاک پتخوف [۱۱]:

$$3000 < \text{Re}_D < 5 \times 10^6 \quad (6)$$

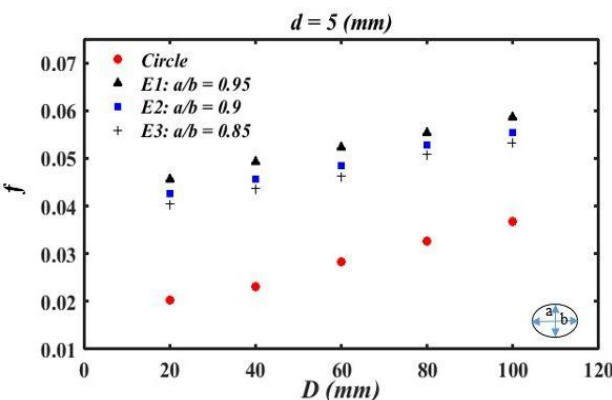
$$f = (0.79 \ln(\text{Re}_D) - 1.64)^{-2}$$



شکل (۱۰): تغییرات ضریب اصطکاک برحسب قطر حلقه درون‌لوله‌ای و مفتول با قطر ۷/۵ میلی‌متر برای لوله بیضوی



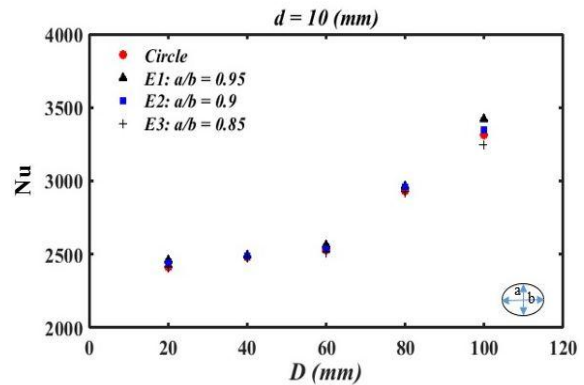
شکل (۱۱): تغییرات عدد ناسلت برحسب قطر حلقه درون‌لوله‌ای و مفتول با قطر ۵ میلی‌متر برای لوله بیضوی



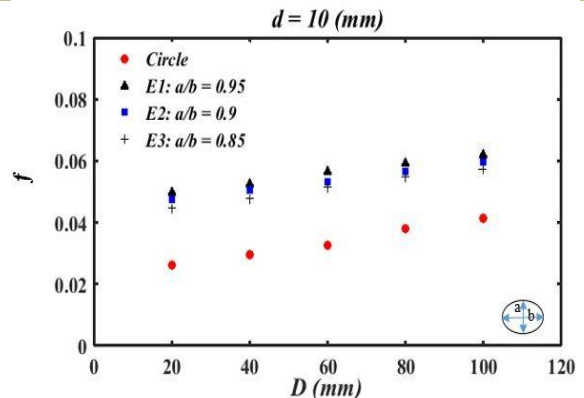
شکل (۱۲): تغییرات ضریب اصطکاک برحسب قطر حلقه درون‌لوله‌ای و مفتول با قطر ۵ میلی‌متر برای لوله بیضوی

با توجه به نمودار شکل‌های (۷) تا (۱۲)، بیشترین عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵ رخ می‌دهد که در نتیجه بر هم زدن یکپارچگی جریان، افزایش اغتشاشات و آشفتگی بیشتر جریان می‌باشد. عدد ناسلت به دست آمده در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵ و ۰/۹ نسبت به لوله دایره‌ای بیشتر بوده، ولی در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۸۵ نسبت به لوله دایره‌ای کمتر است. همچنین با توجه به

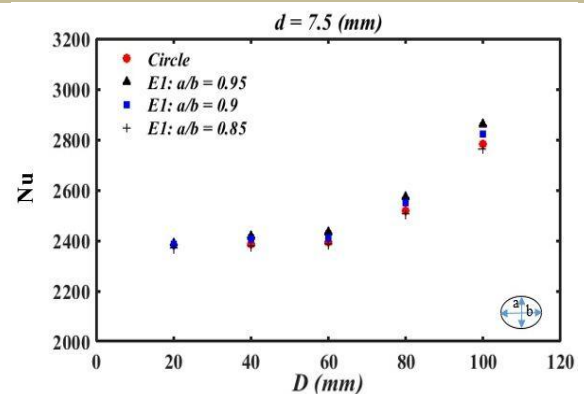
(b)، در سه حالت ۰/۹۵، ۰/۹ و ۰/۸۵ در نظر گرفته شده است. در ضمن، پارامترهای عملکردی برای این حالت‌ها با تغییر قطر مفتول فنر در سه حالت ۵، ۷/۵ و ۱۰ میلی‌متر بررسی شده است. در شکل‌های (۷) تا (۱۲)، تغییرات عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برحسب قطر حلقه درون‌لوله‌ای و مفتول با قطرهای ۱۰، ۷/۵ و ۵ میلی‌متر نشان داده است که d و D به ترتیب قطر حلقه درون‌لوله‌ای و قطر مفتول می‌باشد. همچنین E1، E2 و E3 به ترتیب مربوط به لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵، ۰/۹ و ۰/۸۵ است.



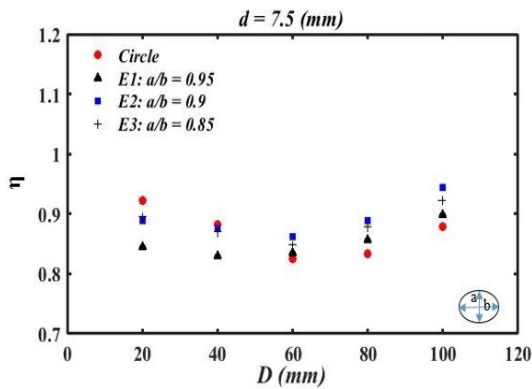
شکل (۷): تغییرات عدد ناسلت برحسب قطر حلقه درون‌لوله‌ای و مفتول با قطر ۱۰ میلی‌متر برای لوله بیضوی



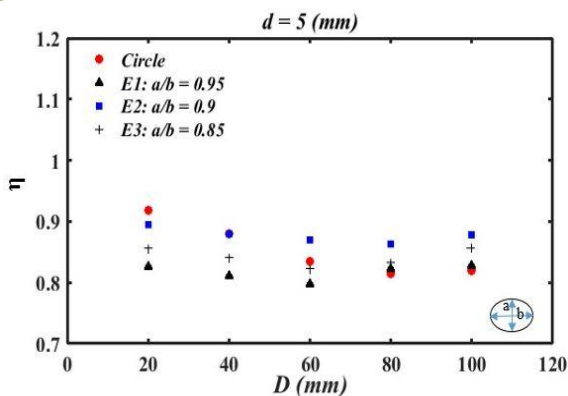
شکل (۸): تغییرات ضریب اصطکاک برحسب قطر حلقه درون‌لوله‌ای و مفتول با قطر ۱۰ میلی‌متر برای لوله بیضوی



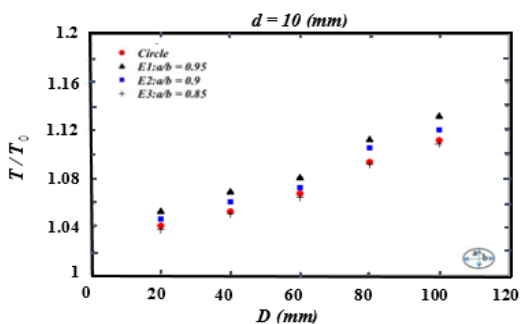
شکل (۹): تغییرات عدد ناسلت برحسب قطر حلقه درون‌لوله‌ای و مفتول با قطر ۷/۵ میلی‌متر برای لوله بیضوی



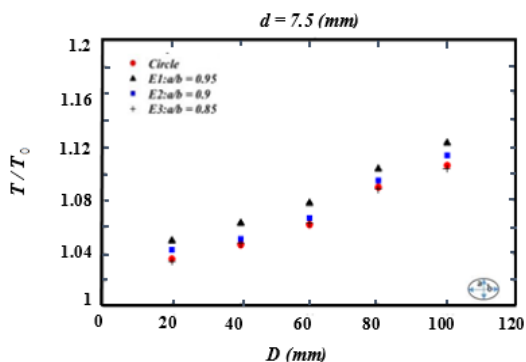
شکل (۱۴): تغییرات ضریب عملکرد حرارتی برحسب قطر حلقه درون لوله ای و مفتول با قطر ۷/۵ میلی متر برای لوله بیضوی



شکل (۱۵): تغییرات ضریب عملکرد حرارتی برحسب قطر حلقه درون لوله ای و مفتول با قطر ۵ میلی متر برای لوله بیضوی



شکل (۱۶): تغییرات نسبت دمای خروجی برحسب قطر حلقه درون لوله ای و مفتول با قطر ۱۰ میلی متر برای لوله بیضوی



شکل (۱۷): تغییرات نسبت دمای خروجی برحسب قطر حلقه درون لوله ای و مفتول با قطر ۷/۵ میلی متر برای لوله بیضوی

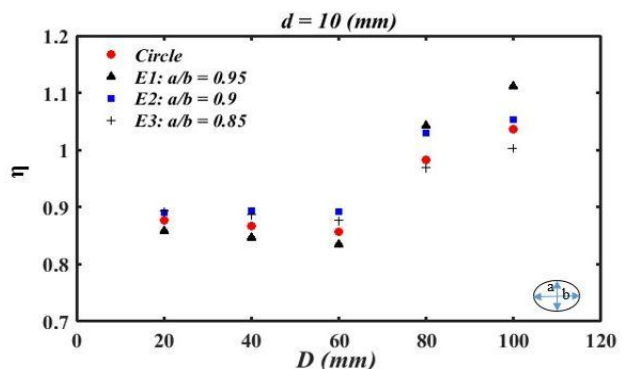
نمودارهای فوق، ضریب اصطکاک برای لوله بیضوی در همه حالات نسبت به لوله دایره ای بیشتر است. بیشترین افزایش عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در حالت لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵ و درون لوله ای با قطر ۱۰ میلی متر رخ داده است. متوسط عدد ناسلت در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵ نسبت به لوله دایره ای، ۲/۴ درصد و در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹ نسبت به لوله دایره ای، ۱/۰۶ درصد افزایش داشته است. اما در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۸۵ نسبت به لوله دایره ای، ۰/۷۶ درصد کاهش یافته است. متوسط ضریب اصطکاک نیز، به ترتیب ۶۹/۴، ۶۱/۹ و ۵۴/۴ درصد برای لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵، ۰/۹ و ۰/۸۵ نسبت به لوله دایره ای، افزایش داشته است.

به منظور بررسی هم زمان اثرات درون لوله ای بر انتقال حرارت و افت فشار، متغیر ضریب عملکرد به صورت زیر تعریف می شود [۱۳]:

$$\eta = \frac{Nu_r / Nu_o}{(f_r / f_o)^{1/3}} \quad (8)$$

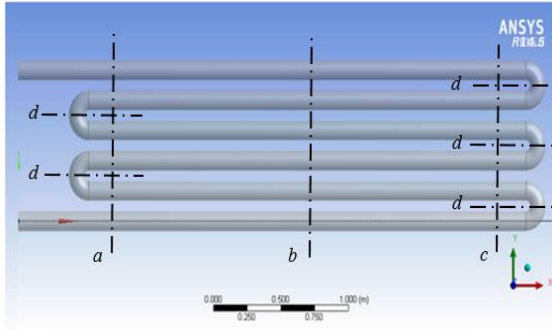
که Nu_r عدد ناسلت مربوط به لوله مجهز به درون لوله ای، Nu_o عدد ناسلت مربوط به لوله ساده بدون درون لوله ای، f_r ضریب اصطکاک مربوط به لوله مجهز به درون لوله ای و f_o ضریب اصطکاک مربوط به لوله ساده بدون درون لوله ای است که همگی در یک قدرت مکش ثابت پمپ محاسبه شده اند. ذکر این نکته قابل تأمل است که رابطه (۸) یک رابطه تأیید شده می باشد که در اغلب مراجع مانند مرجع [۳] از آن به همین منظور استفاده شده است.

در شکل های (۱۳) تا (۱۸) تغییرات ضریب عملکرد حرارتی و نسبت دمای خروجی گرمکن برحسب قطر حلقه درون لوله ای و مفتول با قطرهای ۱۰، ۷/۵ و ۵ میلی متر نشان داده است.

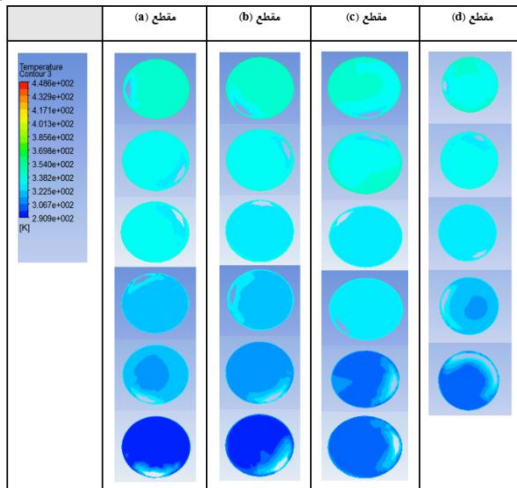


شکل (۱۸): تغییرات ضریب عملکرد حرارتی برحسب قطر حلقه درون لوله ای و مفتول با قطر ۱۰ میلی متر برای لوله بیضوی

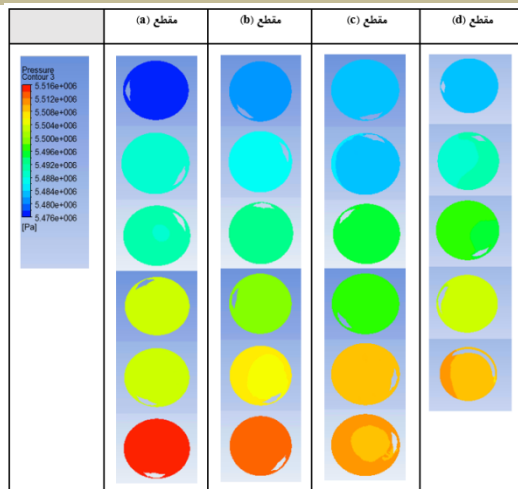
شکل‌های (۲۱)، (۲۲)، و (۲۳) به ترتیب کانتورهای تغییرات دما، فشار و سرعت در مقاطع نشان‌داده شده در شکل (۲۰)، برای بهترین حالت لوله با سطح مقطع بیضوی و نسبت قطر ۰/۹۵ و درون‌لوله‌ای با سطح مقطع دایره‌ای و نسبت قطر $D/d = 10$ را نشان می‌دهد.



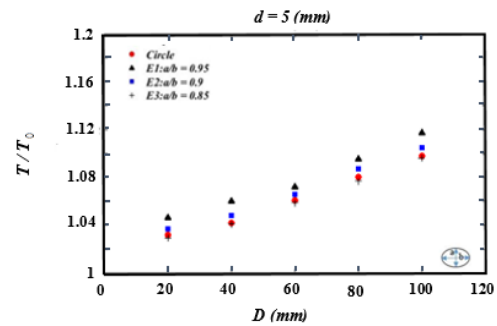
شکل (۲۰): نمایی از صفحات برشی a, b, c و d



شکل (۲۱): کانتور تغییرات دما در مقاطع مختلف برای لوله با سطح مقطع بیضوی و نسبت قطر ۰/۹۵ و درون‌لوله‌ای با سطح مقطع دایره‌ای و نسبت قطر $D/d = 10$



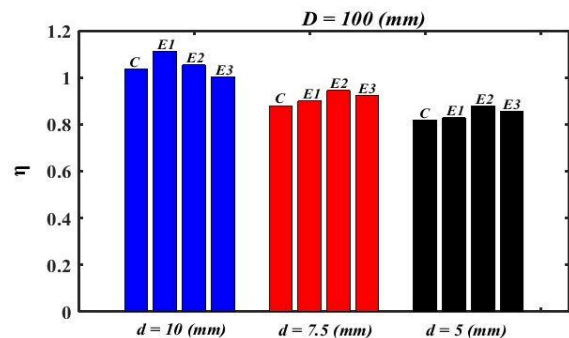
شکل (۲۲): کانتور تغییرات فشار در مقاطع مختلف برای لوله با سطح مقطع بیضوی و نسبت قطر ۰/۹۵ و درون‌لوله‌ای با سطح مقطع دایره‌ای و نسبت قطر $D/d = 10$



شکل (۱۸): تغییرات نسبت دمای خروجی بر حسب قطر حلقه درون‌لوله‌ای و مفتول با قطر ۵ میلی‌متر برای لوله بیضوی

با توجه به نمودارهای (۱۳) تا (۱۵)، متوسط ضریب عملکرد حرارتی در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵ نسبت به لوله دایره‌ای، ۳۲/۷ درصد و در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹ نسبت به لوله دایره‌ای، ۴۵/۱ درصد افزایش داشته، اما در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۸۵ نسبت به لوله دایره‌ای، ۳۷/۳ درصد کاهش یافته است. بیشترین ضریب عملکرد در حالت لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵ و درون‌لوله‌ای با نسبت قطر $D/d = 10$ رخ می‌دهد و برابر ۱/۱۱۴ است. همچنین با توجه به نمودارهای (۱۶) تا (۱۸)، نسبت دمای خروجی گرمکن، ۵۷/۱ درصد در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵ نسبت به لوله دایره‌ای، ۸۱/۰ درصد لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹ نسبت به لوله دایره‌ای، افزایش داشته و ۲۴/۰ درصد لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۸۵ نسبت به لوله دایره‌ای، کاهش داشته است.

با توجه به نتایج به دست آمده، جهت مقایسه نهایی، از حالتی که در آن نتایج بهتری به دست آمده، استفاده شده است. این مقادیر در شکل (۱۹) برای ضریب عملکرد حرارتی در حالت لوله با سطح مقطع دایره‌ای و بیضوی و مفتول با قطرهای ۱۰، ۷/۵ و ۵ میلی‌متر نشان داده شده است.



شکل (۱۹): ضریب عملکرد حرارتی برای لوله با سطح مقطع دایره‌ای و بیضوی

همان طور که در شکل (۱۹) مشاهده می‌شود، به ترتیب لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵ و ۰/۹۰، لوله دایره‌ای و در نهایت، لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۸۵، بهترین نتایج را داشته‌اند.

جای گذاری درون لوله ای های مناسب به عنوان یک روش غیرفعال و روشی با هزینه نسبتاً ناچیز و همچنین هندسه بهینه لوله ها، می تواند باعث افزایش انتقال حرارت قابل توجهی در انواع مبدل های حرارتی شود. هرچند نتایج به دست آمده در این پژوهش، برای دیگر مبدل های حرارتی نیز قابل تعمیم است، با توجه به اینکه ایستگاه های تقلیل فشار با هدف تقلیل فشار طراحی شده اند، افت فشار ناشی از درون لوله ای ها چندان نامطلوب نیست و افزایش هرچه بیشتر عدد ناسلت، مطلوب می باشد.

فهرست علائم

c_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
D_{eq}	قطر هیدرولیکی معادل لوله (m)
f	ضریب اصطکاک، بدون بعد
h	ضریب انتقال حرارت سیال درون لوله ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
Nu	عدد ناسلت، بدون بعد
Pr	عدد پرانتل، بدون بعد
Re	عدد رینولدز، بدون بعد
ΔP	افت فشار
L	طول لوله
\bar{u}	سرعت متوسط دامنه سیال (ms^{-1})

علائم یونانی

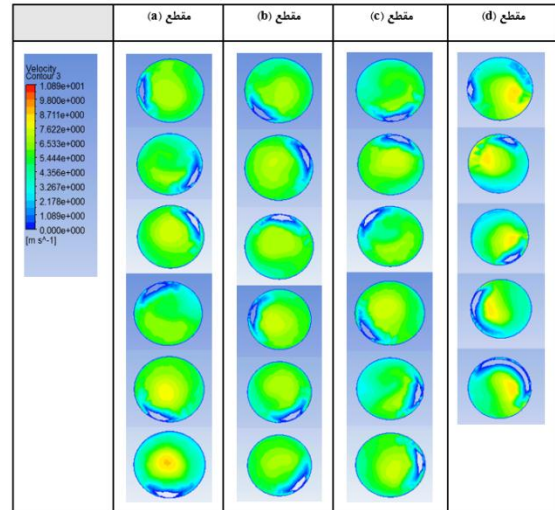
k	ضریب رسانش ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
ρ	چگالی سیال درون لوله (kgm^{-3})
η	ضریب عملکرد حرارتی، بدون بعد
μ	ویسکوزیته دینامیکی سیال (Pa.s)

بالانویس ها

- مقدار متوسط

زیرنویس ها

eq	معادل
D_{eq}	قطر هیدرولیکی معادل
o	مربوط به لوله ساده
r	مربوط به لوله مجهز به درون لوله ای



شکل (۲۳): کانتور تغییرات سرعت در مقاطع مختلف برای لوله با سطح مقطع بیضوی و نسبت قطر ۰/۹۵ و درون لوله ای با سطح مقطع دایره ای و نسبت قطر ۱۰ (D/d) = ۱۰

با توجه به شکل های ارائه شده مشاهده می شود که با فشرده شدن درون لوله ای و افزایش اغتشاشات در لوله بیضوی، کمیت های دما و سرعت در جهت حرکت سیال در طول لوله، افزایش و فشار سیال به دلیل افت های ایجاد شده، کاهش می یابد.

۴. نتیجه گیری

مطالعه حاضر، پژوهشی در مورد انتقال حرارت و افت فشار بر روی گرمکن ایستگاه تقلیل فشار با درون لوله ای فتری و تغییر در پارامترهای هندسی لوله ها متمرکز شده است. عدد ناسلت و ضریب عملکرد حرارتی به دست آمده در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۹۵ و ۰/۹ نسبت به لوله دایره ای بیشتر بوده، ولی در لوله بیضوی با نسبت قطر ۰/۸۵ نسبت به لوله دایره ای کمتر است. همچنین، ضریب اصطکاک برای لوله بیضوی در همه حالات نسبت به لوله دایره ای بیشتر است. ضریب عملکرد حرارتی در بهترین حالت، برای لوله با سطح مقطع های دایره ای و بیضوی با نسبت قطرهای ۰/۹۵، ۰/۹ و ۰/۸۵ و درون لوله ای با قطر ۱۰ میلی متر به ترتیب ۱/۰۳۸، ۱/۱۱۴، ۱/۰۵۳ و ۱/۰۰۳ به دست آمد. با توجه به محاسبات و مشاهدات انجام گرفته، جای گذاری درون لوله ای های مناسب و تغییر در هندسه لوله ها در مبدل های حرارتی باعث افزایش ضریب عملکرد حرارتی آن ها می شود. بنابراین،

مراجع

[1] Manglik, R. M., "Thermal-Fluids and Thermal Processing", Laboratory University of Cincinnati, Cincinnati, Ohio.

[2] Liebenberg, L., Meyer, J.P., "In-Tube Passive Heat Transfer Enhancement in the Process Industry", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2713-26, 2007.

- [3] Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvonge, P., "Convective Heat Transfer in a Circular Tube with Short-Length Twisted Tape Insert", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 36, pp. 365-371, 2009.
- [4] Gunes, S., Ozceyhan, V., Buyukalaca, O., "The Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube with Coiled Wire Inserts Placed Separately from the Tube Wall", Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1719-1725, 2010.
- [5] Promvonge, P., "Heat Transfer Behaviors in Round Tube with Conical Ring Inserts", Energy Conversion and Management, Vol. 49, pp. 8-15, 2008.
- [6] Ibrahim, E.Z., "Augmentation of Laminar Flow and Heat Transfer in Flat Tubes by Means of Helical Screw-Tape Inserts", Energy Conversion and Management, Vol. 52, pp. 250-257, 2011.
- [7] Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Srinivasan, P.S.S., "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in a Circular Tube Fitted with and without V-Cut Twisted Tape Insert", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 38, pp. 329-334, 2011.
- [8] Anvari a, A.R., Lotfi a, R., Rashidi a, A.M., Sattari, S., "Experimental Research on Heat Transfer of Water in Tubes with Conical Ring Inserts in Transient Regime", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 38, pp. 668-671, 2011.
- [9] Shabaniyan, S.R., Rahimi, M., Shahhosseini, M., Alsairafi, A.A., "CFD and Experimental Studies on Heat Transfer Enhancement in an Air Cooler Equipped with Different Tube Inserts", International Communications in Heat and Mass, Transfer, Vol. 38, pp. 383-390, 2011.
- [۱۰] گودرزی، کوروش، زنده‌بودی، غلامرضا، گودرزی، سیدیوسف، «بررسی تأثیر درون‌لوله ایستاره‌ای روی عملکرد حرارتی آبگرمکن گازی در جریان مغشوش»، نشریه مهندسی و مدیریت انرژی، دوره ۳، شماره ۴، ۱۳۹۲.
- [11] Ozceyhan, V., "Experimental Investigation of Flow and Heat Transfer in a Rib Inserted Pipe", Ph.D. Thesis, Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Turkey, 2002.
- [12] Gunes, S., "The Investigation of Heat Transfer in Various Ribs Inserted Pipe", Ph.D. Thesis, Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Turkey, 2009.
- [13] Webb, R.L., "Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 24, pp. 715-726, 1981.