

شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی پوسته و لوله با دسته لوله بیضوی

الهام مولائی اقدم^{۱*}، احمد فنخار^۲، حسین نوری بیدگلی^۳

^۱ کارشناسی ارشد مکانیک، تبدیل انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کاشان، ایران

elham.molaye@gmail.com

^۲ استادیار گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کاشان، ایران

a.fakhar@iaukashan.ac.ir

^۳ استادیار گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کاشان، ایران

hnourib@iaukashan.ac.ir

چکیده: با استفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی و به کمک نرم‌افزار فلونت، مبدل حرارتی پوسته و لوله به همراه بافل قطاعی، شبیه‌سازی شده و با در نظر گرفتن چند سطح مقطع بیضی با سطوح جانبی معادل برای لوله‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. به همین منظور، با استفاده از نرم‌افزار گمبیت (Gambit) هر مدل رسم شده و با استفاده از شبکه‌های سه‌بعدی و نامنظم کوپر و تترایدال شبکه‌بندی شده است. عملکرد دو مبدل حرارتی پوسته و لوله، یکی با مجموعه لوله‌های بیضوی و دیگری با مجموعه لوله‌های دایره‌ای، از نظر ضریب انتقال حرارت و افت فشار مقایسه شده و صحت نتایج آن با روش تئوری بل و به کمک نرم‌افزار حل‌کننده معادلات مهندسی، مقایسه و ارزیابی گردیده است. تلاش اصلی در این مرحله، یافتن بهترین شکل هندسی برای لوله‌های بیضوی کاربردی در مبدل‌های پوسته و لوله به عنوان ایده‌ای نو در میان مبدل‌های حرارتی بوده است تا بتواند به عنوان هدفی کاربردی در آینده مورد بهره‌وری قرار گیرد. نتایج حاکی از افزایش انتقال حرارت به میزان ۵۹/۹٪ و افزایش فشار بدون توجه به دبی سیال به میزان ۹/۵٪ می‌باشد؛ این مقدار افزایش فشار در مقایسه با افزایش انتقال حرارت قابل چشم پوشی است.

واژه‌های کلیدی: دینامیک سیالات محاسباتی، انتقال حرارت، افت فشار، لوله با سطح مقطع دایره و بیضوی.

۱. مقدمه

حرارت و افت فشار، با روش تئوری بل^۳ و به کمک نرم‌افزار حل‌کننده معادلات مهندسی مورد مقایسه و ارزیابی قرار گرفت.

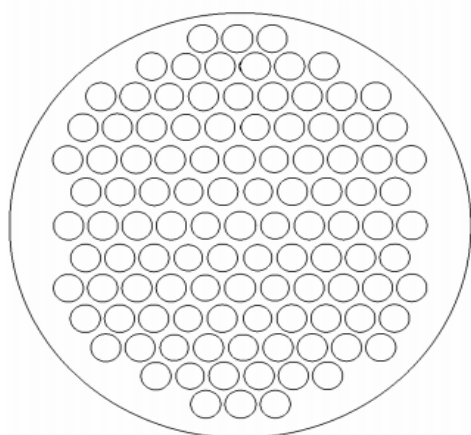
۲. تعریف هندسه ناحیه مورد نظر و میدان محاسباتی

در این پروژه، میزان تأثیر بیضوی بودن دسته لوله‌ها در بهبود عملکرد مبدل حرارتی بررسی خواهد شد. شرایط مرزی گرمایی، ضریب انتقال حرارت و میزان توزیع دما در سطح بیرونی لوله انجام می‌شود. به منظور محاسبه گرما و انتقال حرکت و ممتوم مبدل حرارتی با مجموعه لوله‌های دایره‌ای و بیضوی، شرایط اولیه مدل فیزیکی باید به درستی تعریف شود. مبدل حرارتی مورد بحث در این پروژه، از نوع بهبودی بخش با کلگی جلو نوع N، با تماس غیرمستقیم، جریان غیرهمسو و با مشخصات هندسی منطبق با استاندارد انجمن سازندگان مبدل لوله‌ای است. آرایش قرار گرفتن لوله‌ها مطابق شکل (۱) و مشخصات مبدل‌های حرارتی مطابق جدول (۱) به شرح زیر است:



$$\left(\frac{a}{b} = 0.69\right) \left(\frac{a}{b} = 0.89\right) \left(\frac{a}{b} = 1\right) \left(\frac{a}{b} = 1.15\right) \left(\frac{a}{b} = 1.7\right)$$

بیضی ۱ بیضی ۲ دایره بیضی ۳ بیضی ۴
(الف)



(ب)

شکل (۱): الف) شکل هندسی ب) شیوه قرارگیری لوله‌ها در مبدل حرارتی

تلاش بر روی بررسی عملکرد مبدل‌های حرارتی از جنبه‌های گوناگون، تاریخچه‌ای پیشینه دارد. اکثر تحقیقات انجام شده بر روی مبدل‌های حرارتی با لوله‌های با سطح مقطع دایره انجام شده است [۱ و ۲]. در مبدل‌های حرارتی متعارف که از بافل قطاعی بهره می‌برند، به خاطر جریان زیگزاگی در سیال پوسته، افت فشار زیاد است؛ در نتیجه وجود مناطق مرده و ساکن اجتناب‌ناپذیر است [۳]. به همین علت، استفاده از بافل‌های قطاعی در مبدل حرارتی پوسته و لوله به سختی ما را به هدفی که در آن، نیازمند انتقال حرارت زیاد در عین افت فشار کم است، نزدیک می‌کند [۴].

با وجود بررسی‌های متعدد انجام شده روی انواع لوله‌های بیضوی، مطالعه عمیق روی عملیات انتقال گرما صورت نگرفته است. لوله‌های بیضوی به طور کاملاً گسترده در زمینه صنعت استفاده می‌شوند؛ مانند برق، متالورژی و تبرید. در حال حاضر، مطالعه روی انتقال هدایت جابه‌جایی لوله‌های بیضوی، به شکل سیستماتیک، سال‌های سال است که انجام شده و به موارد بخصوصی از جمله انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی و اجباری روی لوله بیضوی رسیده‌اند [۵-۱۰]. تاکنون تحقیقات گسترده‌ای روی انواع لوله‌های صنعتی از نظر سطح مقطع بیضوی انجام شده، حتی از جهت بسیاری بحث و نتیجه‌گیری شده است [۱۱ و ۱۲]. شکل بیضوی لوله‌ها باعث توزیع بهتر سرعت در طول مسیر لوله، در طی جریان می‌شود. با وجود این، از لحاظ شبیه‌سازی لوله‌های بیضوی با سطح مقطع متفاوت، جهت شکل بهینه آن از نظر انتقال حرارت و افت فشار بر روی مبدل‌های حرارتی خلأهایی وجود دارد.

در این مقاله، یافتن بهترین شکل هندسی برای لوله‌های بیضوی کاربردی در مبدل‌های پوسته و لوله، ایده‌ای نو در میان مبدل‌های حرارتی است تا بتواند به عنوان هدفی کاربردی در آینده مورد بهره‌وری قرار گیرد. به همین منظور، با استفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی و به کمک نرم‌افزار فلونت^۱، مبدل حرارتی دارای بافل قطاعی^۲ با در نظر گرفتن چند سطح مقطع بیضی با سطوح جانبی معادل برای لوله‌ها، شبیه‌سازی شد و مورد بررسی قرار گرفت. با استفاده از نرم‌افزار گمبیت هر مدل رسم شد. برای پوسته این شکل هندسی، از شبکه سه‌بعدی و نامنظم ترا هیدرال و با توجه به هندسه لوله‌ها، بیشتر از شبکه سه‌بعدی و نامنظم کوپر برای تولید شبکه استفاده شد. شایان ذکر است که برای حجم درون لوله‌ها، از شکل لایه مرزی روی سطح داخلی لوله‌ها استفاده شده است. صحت نتایج آن از نظر ضریب انتقال

1. Fluent
2. Segmental Baffle

جدول (۱): مشخصات مشترک مبدل‌های حرارتی طبق استاندارد انجمن سازندگان مبدل لوله‌ای^۱

| | |
|------------------------------|--|
| ۰/۴۸۹ | قطر پوسته (m) |
| ۲/۴۳۸ | طول پوسته و لوله (m) |
| ۰/۰۵۰۸ | قطر دهانه ورودی و خروجی پوسته (m) |
| ۰/۲۰ | طول نازل ورودی و خروجی پوسته (m) |
| ۰/۰۳۹۶۹ | فاصله محورها تا محور لوله‌ها P_1 و P_2 (m) |
| ۰/۰۰۲۷ ، ۰/۰۱ ، ۰/۰۱ | ضخامت دیواره پوسته، ورق لوله و لوله (m) |
| ۱۲ | ضخامت دیواره لوله‌های مسی برحسب گنج (B.W.G.) |
| ۱۰۹ | تعداد لوله‌ها |
| ۰ | فاصله مرزی بافل‌ها از پوسته (m) |
| ۳۰' | آرایش لوله‌ها |
| ۱ | تعداد گذر لوله |
| ۹ | تعداد ردیف لوله‌ها n_r |
| ۱ | تعداد گذر پوسته از نوع E |
| ۰/۰۰۱۰۰۳ | ویسکوزیته سیال آب $(kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1})$ |
| ۲/۵ | سرعت سیال لوله $(m \cdot s^{-1})$ |
| ۷/۸۸ ، ۵/۹۱ ، ۳/۹۴ ، ۱/۹۷ | دبی سیال پوسته $(kg \cdot s^{-1})$ |
| ۰/۰۹۹۶۶ | محیط جانبی لوله با مقطع دایره و بیضی (m) |
| ۰/۰۰۰۰۵ | صافی سطح دیواره لوله‌ها (m) |
| ۰/۶۹ ، ۰/۸۹ ، ۱/۱۵ ، ۱ ، ۱۰۷ | نسبت قطر بزرگ به قطر کوچک بیضی (a/b) |
| ۳۸۷/۳ | ضریب انتقال حرارت هدایت لوله‌های مسی $k_f (w \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$ |
| ۰/۴۸۷ | فاصله بین بافل‌های میانی (m) |
| ۲۵ | درصد برش بافل % |
| ۴ | تعداد بافل |
| ۰/۰۳۱۷۵ | قطر لوله با مقطع دایره (m) |
| ۰/۰۰۵۷۴۹ | ضخامت دیواره بافل (m) |

۳. معادلات دیفرانسیل حاکم

توزیع مؤلفه‌های سرعت متوسط سیال پوسته U, V و W در سه جهت مختصات کارتزین x, y, z به صورت معادلات زیر فرض شده‌اند:

$$\rho \frac{\partial U}{\partial t} + \rho U \frac{\partial U}{\partial x} + \rho V \frac{\partial U}{\partial y} + \rho W \frac{\partial U}{\partial z} = -\rho \frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) - f_x \quad (۱)$$

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} + \rho U \frac{\partial V}{\partial x} + \rho V \frac{\partial V}{\partial y} + \rho W \frac{\partial V}{\partial z} = -\rho \frac{\partial P}{\partial y} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) - f_y \quad (۲)$$

$$\rho \frac{\partial W}{\partial t} + \rho U \frac{\partial W}{\partial x} + \rho V \frac{\partial W}{\partial y} + \rho W \frac{\partial W}{\partial z} = -\rho \frac{\partial P}{\partial z} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) - f_z \quad (۳)$$

در اینجا t مربوط به زمان، P برای فشار، ρ برای دانسیته، f_x ، f_y و f_z (نیروهای داخلی وارد بر واحد جرم المان سیال را با f و مؤلفه‌های آن را با f_x ، f_y و f_z نشان می‌دهند) برای توزیع ضریب مقاومت به کار می‌رود (ویسکوزیته مؤثر خاصیتی است که سیال به واسطه آن در مقابل تنش برشی مقاومت می‌کند). در آخر ممکن است تغییرات در یک روش اختیاری در مکان و زمان، در مقدار و جهت سرعت انجام شود، اما همیشه مقدار آن بزرگ‌تر یا مساوی صفر است. اساس بقای جرم برای فراهم کردن سیال پوسته از دیگر معادلات دیفرانسیل، شامل سرعت می‌باشد که به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} = 0 \quad (۴)$$

دمای T^s روی سیال پوسته از یک معادله دیفرانسیل اطاعت می‌کند که شبیه معادلات ۱ تا ۳ می‌باشد که به صورت زیر است:

$$\rho C_p^s \left(\frac{\partial T^s}{\partial t} + U \frac{\partial T^s}{\partial x} + V \frac{\partial T^s}{\partial y} + W \frac{\partial T^s}{\partial z} \right) - \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} + V \frac{\partial P}{\partial y} + W \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \lambda_s \left(\frac{\partial^2 T^s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T^s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T^s}{\partial z^2} \right) + \alpha_s (T^w - T^s) + \mu_{eff} \left\{ \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} \right]^2 + \left[\frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial z} \right]^2 + \left[\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right]^2 \right\} \quad (۵)$$

که C_p^s گرمای خاص در فشار ثابت، α_s حجم ضریب انتقال حرارت $(w \cdot m^{-3} K^{-1})$ ، λ_s هدایت گرمایی، دانسیته را با اینکه گرما می‌تواند از سیال پوسته تا دیواره لوله در دمای T^w عبور کند، با ρ نشان می‌دهد، T^T دمای سیال لوله است که از معادلات مشابه اطاعت می‌کند. از آنجایی که جریان سیال لوله تنها در یک جهت است، با مقدار سرعت $g^T (kg \cdot m^{-2} s^{-1})$ برابر است. معادلات تنها یک مورد جابه‌جایی دارند که به صورت زیر می‌باشد:

$$\rho^T C_p^T \frac{\partial T^T}{\partial t} + C_p^T g^T \frac{\partial T^T}{\partial z} = \alpha_T (T^w - T^T) \quad (۶)$$

در اینجا ρ^T ، C_p^T ، C_p^T خواص مرتبط سیال لوله‌اند. دانسیته‌های ρ ، ρ^T ، ρ^w به عنوان جرم سیال پوسته شرح داده شده‌اند. سیال لوله و جنس دیواره صلب به ترتیب در هر واحد حجم مبدل حرارتی بیان می‌شود. بنابراین، ρ دانسیته سیال پوسته ضرب در خصوصیات حجم پوسته، به وسیله لوله و محتویاتش اشغال نشده است. ρ^s مسیر مختلفی از مکان تا مکان در مبدل حرارتی است تا توزیع یکنواخت در لوله‌ها را شرح دهد [۱۳].

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (8)$$

ویسکوزیته اغتشاشی به صورت زیر داده شده است:

$$\mu_t = \rho C_\mu \sqrt{KL} = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

پارامترهای معرفی شده به طور معمول به صورت زیرند [۱۳]:

$$\sigma_\varepsilon = 0.09; \sigma_k = 1; C_{\varepsilon 2} = 1.92; C_{\varepsilon 1} = 1.44; C_\mu = 0.09$$

مدل $k - \varepsilon$ در عین سادگی مدل کاملی محسوب می‌شود که کارایی آن در مسائل مربوط به شبیه‌سازی جریان‌های صنعتی و انتقال حرارت در رژیم درهم، نشان داده شده است. این مدل از دو معادله مجزا تشکیل شده است که از حل آن‌ها سرعت، مقیاس طول و سایر پارامترهای مهم جریان درهم مستقلاً به دست می‌آید. مدل RNG^۴ اصلاح شده استاندارد $k - \varepsilon$ است که تفاوت‌های زیر را با مدل استاندارد دارد:

✓ مدل RNG شامل یک جمله اضافی در معادله ε است که به طور قابل توجهی، دقت را برای جریان‌های دارای کرنش^۵ بالا بهبود می‌بخشد.

✓ این مدل یک فرمول تحلیلی برای عدد پرنل آشفته ارائه می‌کند، درحالی‌که مدل استاندارد از مقدار ثابت انتخاب شده توسط کاربر استفاده می‌کند.

✓ مدل استاندارد برای اعداد رینولدز بالا دارای دقت بیشتری است، مدل RNG یک فرمول تحلیلی برای گرانشی مؤثر فراهم می‌کند که اثرات رینولدزهای کم و متوسط را هم در نظر می‌گیرد.

مدل $k - \varepsilon - \text{RNG}$ براساس معادلات حرکت برای انرژی جنبشی آشفته (k) و نرخ اتلاف ε به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \right) \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 2} G_b) - C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (11)$$

۱.۳. معادلات ناویر استوکس در یک رژیم جریان متلاطم

معادلات ناویر استوکس^۱ اساساً برای رژیم جریان آرام گسترش یافت؛ هرچند در کاربردهای عملی، جریان تقریباً همیشه متلاطم است. برای جبران این واقعیت، یک مدل نیاز می‌باشد تا برای شبیه‌سازی تلاطم استفاده شود. وجود نوسانات سرعت در جریان، همان آشفتگی و تلاطم است و به طور متوسط خاصیت تصادفی دارد که در حرکت سه‌بعدی ذرات سیال ایجاد می‌شود. با توجه به واقعیت نوسانات سرعت در فرکانس بالا، منجر به مطالعه اغتشاش می‌شود. روش‌های مختلفی برای تخمین آشفتگی به کار می‌رود که در بخش‌های زیر توضیح داده می‌شود.

۱.۱.۳. مدل‌های اغتشاشی

جریان سیال یک خصوصیات مهم مبدل حرارتی است که تأثیر زیادی بر فرایند انتقال حرارت مبدل حرارتی و عملیات سراسری آن دارد، اگرچه مدل کردن جریان اغتشاشی بسیار پیچیده است و زمان زیادی لازم دارد. بنابراین، انتخاب یک مدل اغتشاشی مناسب و اقتصادی مهم است. در این بررسی، سه مدل اغتشاشی مختلف برای فرایند در مبدل حرارتی وجود دارد که به صورت زیرند:

۲.۱.۳. ویسکوزیته اغتشاشی ثابت

به مفهوم اینکه ویسکوزیته اغتشاشی μ_t در تمام طول مبدل ثابت است. تحقیقات گذشته در ۲۰ تا ۴۰ مورد در مقدار ویسکوزیته آرام μ_t استفاده شده است که چند برابر تغییرات، در μ_t در نظر گرفته می‌شود که تأثیر قابل توجهی روی نتایج ندارد.

۳.۱.۳. مدل اغتشاشی استاندارد $k - \varepsilon$

معادلات انتقال برای مدل استاندارد $k - \varepsilon$ در دو معادله مدل توربولانس گردابی استفاده شدند که به وسیله هارلو^۲ و ناکایاما^۳ در سال ۱۹۶۸ ارائه شده است. یک بیانیه اصلی از معادلات دیفرانسیل جزئی، برای معادلات جبری ساده قابل محاسبه نیست که از معادلات بقای انرژی ساخته شده است. فرض اصلی در این مدل این است که اغتشاش توسط افزایش ویسکوزیته سیالات، شبیه‌سازی شده است.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \overline{u'_j u'_j u'_j} + \overline{P' u'_j} \right) - \rho \overline{u'_j u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}$$

(۷)

سیال نوع ماده سیال است که در این پروژه، هر دو سیال پوسته و لوله آب می باشند که در جدول (۲) شرایط عملیاتی برای آنالیز راندمان بالا در مبدل حرارتی آورده شده است.

جدول (۲): شرایط عملیاتی برای آنالیز راندمان بالا در مبدل حرارتی

| مرز | نوع شرط مرزی | شرط حرارتی | فشار نسبی | دبی سطح مقطع (kg.s ⁻¹) |
|-----------------------------|--------------|----------------------|-----------|------------------------------------|
| ورودی لوله | سرعت | C° = ۲۶/۸۵ | -- | ۰.۱۸۶/۵۶ |
| ورودی پوسته | سرعت | C° = ۱۲۶/۸۵ | -- | ۰.۰۱/۹۷ |
| خروجی لوله | فشار | ---- | -- | ----- |
| خروجی پوسته | فشار | ----- | -- | ----- |
| دیواره پوسته و صفحه لوله ها | دیوار | شار گرمایی ثابت صفحه | -- | ----- |
| بافل ها و دیواره لوله ها | دیوار | جفت شده | -- | ----- |

۲.۴. روش حل مسئله

چندین مدل ابتدایی برای لوله های دارای سطح مقطع دایره، با تعداد متفاوت سلول محاسباتی شبکه بندی شد که اندازه شبکه مورد نظر با توجه به زمان اجرا و دقت مناسب انتخاب شد. نمونه ای از این عمل مقایسه ای در جدول (۳) آورده شده است:

جدول (۳): مقایسه شبکه بندی مبدل حرارتی با لوله های دارای سطح مقطع دایره

| نوع شبکه لایه مرزی | مجموع تعداد سلول محاسباتی پوسته و لوله |
|--------------------|--|
| درشت با سایز ۲ | ۱۳۲۰۱۵۰ |
| متوسط با سایز ۱/۴ | ۲۲۰۰۲۵۰ |
| نرم با سایز ۱ | ۳۳۰۰۳۷۵ |

بنابراین، طبق همه بررسی های انجام گرفته در تک تک نمونه های مورد آزمایش، از شبکه نرم استفاده شده است. از جمله مواردی که در تعیین اندازه شبکه مورد نظر قبل از اجرای برنامه در فلونت مورد توجه قرار گرفت، کیفیت شبکه تولیدی در گمیت است. معیار انتخاب اندازه شبکه بهینه در فلونت مقایسه دماها و سرعت ها در خروجی های مبدل حرارتی و همچنین مقایسه افت فشار و ضریب انتقال حرارت مدل ها با نتایج تئوری بود. برای حل عددی معادلات پیوستگی جرم، ممتوم و انرژی به کمک نرم افزار فلونت، از فرضیات زیر استفاده می شود:

در این معادلات، G_k تولید انرژی جنبشی آشفته به سبب گرادیان های سرعت متوسط و G_b تولید انرژی جنبشی آشفته به سبب نیروهای شناوری است. $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}, \alpha_k, \alpha_\varepsilon$ ثوابت عکس عدد پرنتل، آشفته گی k و ε می باشند. Y_M نیز بیانگر اثر تراکم پذیری روی نرخ اتلاف است که در مسئله ما وجود ندارد. نظریه RNG معادله دیفرانسیل زیر را برای ویسکوزیته آشفته ارائه می دهد:

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{V}}{V^3 - 1 + C_v} dV \quad (12)$$

$$\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu}, \quad C_v \approx 100 \quad (13)$$

برای استفاده از اثرات حاصل از رینولدز کم در گرانروی مؤثر، یعنی استفاده از معادله بالا، در فلونت باید گزینه مربوط به این اثرات را در منوی انتخاب معادله آشفته مورد نظر فعال کرد. تفاوت اصلی بین مدل استاندارد و RNG در جمله اضافی R_ε در معادله ε است که با عبارت زیر بیان می شود:

$$R_\varepsilon = \frac{c_\mu \rho \eta^\tau \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \varepsilon^\tau}{1 + \beta \eta^\tau} \frac{\varepsilon^\tau}{k} \quad (14)$$

$C_\mu = 0.0845$; $\eta \equiv SK / \varepsilon$; $\eta_0 = 4.38$; $\beta = 0.012$ که S مدول تانسور کرنش متوسط است.

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (15)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (16)$$

اثر اعداد پرنتل مؤثر معکوس به صورت زیر نوشته می شود [۱۴].

$$\frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} = \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} + \left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \quad (17)$$

$$\alpha = 1 \quad (18)$$

۴. شرایط مرزی و روش حل معادلات حاکم

۱.۴. شرایط مرزی

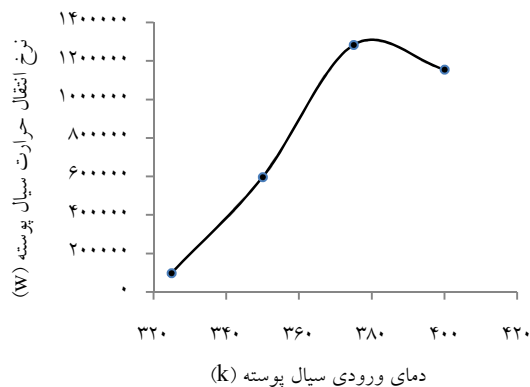
برای حل عددی مسئله، شرایط مرزی برای همه مرزهای دامنه محاسباتی نیاز است. ناحیه سیال گروهی از سلول ها می باشند که همه معادلات فعال برای آن ها حل می شود. تنها ورودی ضروری برای ناحیه

1. Prandtl
2. Viscosity

جدول (۴): بررسی اثر دمای ورودی سیال پوسته بر نرخ انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی

| افت فشار سیال | نرخ انتقال حرارت سیال | دمای ورودی سیال پوسته |
|---------------|-----------------------|-----------------------|
| (Pa) | (W) | (K) |
| ۱۶۶۹۵/۵۰۹۱ | ۹۸۴۷۵/۹۳ | ۳۲۵ |
| ۱۶۷۳۰/۷۴۲۸ | ۵۹۶۴۵۲/۲ | ۳۵۰ |
| ۱۶۶۹۲/۵۱۱۶ | ۱۲۸۳۵۰۷/۳ | ۳۷۵ |
| ۱۶۶۹۴/۱۷۵۸ | ۱۱۵۵۰۴۶/۶ | ۴۰۰ |

در شکل (۲)، نرخ انتقال حرارت سیال درون پوسته مبدل حرارتی با توجه به تغییر دمای ورودی سیال پوسته، نشان داده شده است.



شکل (۲): منحنی نرخ انتقال حرارت سیال پوسته در مبدل حرارتی بر حسب دمای ورودی سیال پوسته

در زیر، مقایسه‌ای بین ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل حرارتی با لوله‌های دایره‌ای که به روش دینامیک سیالات محاسباتی به دست آمده است، با برخی روابط تجربی موجود آورده شده است. نتایج زیر حاکی از تطابق نسبی بین روش عددی انجام‌شده در کار حاضر با روش تئوری است.

۶. تأیید صحت نتایج دینامیک سیالات محاسباتی

نتایج مبدل حرارتی پوسته و لوله‌ای که با مشخصات مندرج در جدول (۱) مدل‌سازی و شبیه‌سازی شده بود، مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفت. اکنون این نتایج با روش بل که در نرم‌افزار حل‌کننده معادلات مهندسی حل می‌شود، مورد مقایسه قرار می‌گیرد.

الف. جریان و انتقال حرارت به صورت سه‌بعدی مدل می‌شود.

ب. حالت پایا فرض می‌شود.

ج. جریان تراکم‌ناپذیر فرض می‌شود، زیرا سرعت کمتر از سرعت صوت است و خواص ترمودینامیکی سیال در این ناحیه، با تقریب بسیار بالایی ثابت‌اند.

د. از اثرات تشعشع صرف نظر می‌شود.

ه. از اثرات گرمایی بخش ویسکوزیته صرف نظر می‌شود.

برای محاسبه میدان فشار از الگوریتم سیمپل^۱ و برای جداسازی معادلات ممتوم و انرژی از روش مرتبه اول و دوم آپ ویند^۲ استفاده می‌شود. برای هر مبدل حرارتی، نتایج شبیه‌سازی برای سرعت سیال ورودی مختلف ۱، ۲، ۳ و ۴ ارائه می‌شود.

۳.۴. حل‌کننده

در اینجا سه روش مجزا برای حل عددی وجود دارد: اختلاف محدود، اجزای محدود و حجم محدود که در این پروژه به روش حجم محدود با استفاده از روش حل تفکیکی پرداخته شده است. لوله‌های انتقال در خروجی فشار، ثابت و به صورت $P = 0$ است. سطوح بالا و پایین لوله‌ها که همان سطوح خارجی محسوب می‌شود، سیال سرد مبدل حرارتی جریان دارد و به صورت دیواره دما ثابت مدل می‌شوند.

۴.۴. فعال کردن معادله انرژی

برای انتقال حرارت توأم (هدایت و جابه‌جایی) معادلات انرژی فعال‌اند.

۵. بررسی اثر دمای ورودی سیال پوسته بر نرخ انتقال حرارت و افت فشار

حرارت و افت فشار

به منظور بررسی تأثیر دمای ورودی سیال پوسته بر روی انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی پوسته و لوله با بافل قطاعی، به عنوان یک نمونه انتخابی در دبی $7/88 (kg.s^{-1})$ برای سیال پوسته و دبی $201/33 (kg.s^{-1})$ برای سیال مجموعه لوله‌ها، شبیه‌سازی شد. این بررسی در حالی است که سیال سرد با دمای $300 K$ درون لوله‌ها جریان دارد و سیال پوسته در 4 دمای ورودی مختلف در نظر گرفته شده و نتایج در جدول (۴) آورده شده است.

۱.۶. روش بل

در روش بل، ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک با فرض جریان ایدئال در پوسته محاسبه شده است، سپس با اعمال ضرایب تصحیح اثر جریان‌های ناشی و کنارگذر و همچنین جریان در پنجره بافل‌ها، در آن اعمال می‌شود که در جداول (۵) و (۶) خصوصیات هندسی مبدل حرارتی و ضرایب تصحیح به این روش آورده شده است. دستورالعمل محاسبه از این روش به‌طور خلاصه بیان شده است، لذا از ذکر جزئیات خودداری کرده و فقط مقادیر محاسبه‌شده بیان شده است. برای اطلاع از روابط و معادلات به مراجع [۱۵-۲۱] رجوع کنید.

جدول (۵): خصوصیات هندسی مبدل حرارتی به روش بل

| | | |
|----------|--|----------------|
| ۰/۰۴۷۶۴ | سطح مقطع عرضی عبور جریان | $A_s (m^2)$ |
| ۰/۰۳۴۵۳ | فاصله عمودی لوله‌ها | $L_n (m)$ |
| ۰/۱۲۲۳ | ارتفاع برش بافل‌ها | $H_c (m)$ |
| ۰/۲۴۴۵ | فاصله بین لبه‌های ۲ بافل | $L_b (m)$ |
| ۷/۰۸۱ | تعداد ردیف‌های لوله که جریان با آن‌ها متقاطع است | N_{cv} |
| ۰/۴۹۹۲ | فاصله عمودی لبه بافل تا لبه دسته لوله | $H_b (m)$ |
| ۰/۸۷۷۸ | برش دسته لوله | $Boresh$ |
| ۲/۳۷۲ | سطح مقطع بین لوله و پوسته | $A_{bs} (m^2)$ |
| ۰/۱۱۳ | سطح گذر ناحیه بین لوله‌ها و پوسته | $A_b (m^2)$ |
| ۱۸/۲۱ | نسبت بخشی از سطح مقطع دسته لوله در ناحیه پنجره | R_w |
| ۰/۰۰۹۸۱۹ | پنجره | $A_{sb} (m^2)$ |
| ۱۹/۴۶ | سطح جریان بین بافل و پوسته | $A_w (m^2)$ |
| ۹۱/۲۹ | سطح برش خورده پنجره بافل | N_{lw} |
| | تعداد لوله‌ها در یک ناحیه پنجره | |

۱.۱.۶. ضریب انتقال حرارت

ضریب انتقال حرارت در سیال پوسته از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$h_s = h_{oc} F_n F_w F_b F_l \quad (19)$$

h_{oc} : ضریب انتقال حرارت برای جریان ایدئال در پوسته، بدون

در نظر گرفتن هیچ ناشی یا جریان کنارگذر

جدول (۶): ضرایب تصحیح در روش بل

| | | |
|--------|------------------------------------|----------|
| ۰/۴۳۴ | فاکتور تصحیح اثر جریان‌های کنارگذر | F_b |
| ۲/۱ | پارامتر مربوط به ضریب تصحیح | B_l |
| ۰/۱ | ضریب افت فشار | B_{ll} |
| ۴/۲۳۵ | فاکتور تصحیح ناشی‌ها | F_l |
| ۰/۹۷۵ | فاکتور تصحیح برای اعمال اثر تعداد | F_n |
| ۰/۷۵۰۷ | ردیف‌های عمودی لوله | |
| ۰/۰۶۲ | ضریب تصحیح برای افت فشار | F_{ll} |
| ۱/۱۵ | فاکتور تصحیح جریان کنارگذر | F_o |
| | فاکتور تصحیح اثر پنجره بافل‌ها | F_w |

۲.۱.۶. محاسبه افت فشار سیال پوسته ΔP_s

مجموع اعداد افت فشار در همه نواحی مبدل حرارتی که به‌صورت سری از ابتدای مبدل حرارتی تا انتهای آن خواهند بود، در جدول (۷) آورده شده است.

$$\Delta P_s = N_b * \text{نواحی} + N_b * \text{نواحی جریان متقاطع} * (N_b - 1) + 2 * \text{ناحیه انتهایی} \quad (20)$$

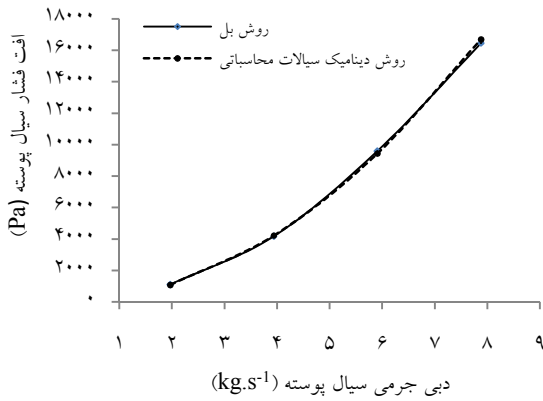
$$\Delta P_s = (r * \Delta P_e) + (\Delta P_c * (N_b - 1)) + (N_b * \Delta P_w) \quad (21)$$

جدول (۷): محاسبات مربوط به مبدل حرارتی به روش بل

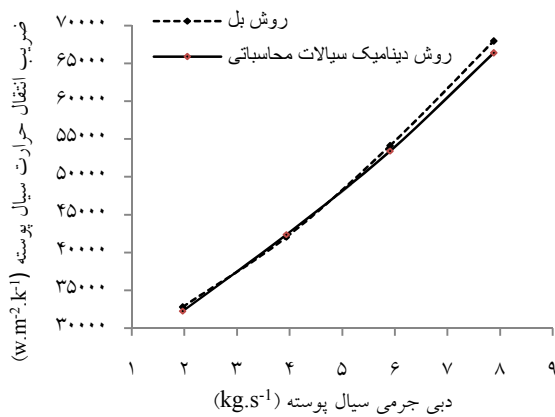
| | | | | |
|-----------|-----------|----------|----------|--------------|
| ۷/۸۸ | ۵/۹۱ | ۳/۹۴ | ۱/۹۷ | m^0 |
| ۰/۱۲۵ | ۰/۰۶۹ | ۰/۰۲۵ | ۰/۷۵۳ | J_f |
| ۱۹۹۰۴۲/۸۷ | ۱۴۹۲۸۲/۱۵ | ۹۹۵۲۱/۴۳ | ۴۹۷۶۰/۰۷ | Re_{shell} |
| ۱/۵۲۹ | ۱/۱۳۷ | ۰/۹۹۵۳ | ۰/۹۳۸۶ | Pr_{shell} |
| ۱/۵۷۵ | ۱/۵۶۲ | ۱/۵۷۶ | ۱/۵۷۸ | Pr_{tube} |
| ۳/۴۸ | ۳/۶۰ | ۳/۷۹ | ۴/۱۴ | I |
| ۸۹/۸۴ | ۸۹/۹۹ | ۸۹/۸۳ | ۸۹/۸۱ | U_s |
| ۴/۴۴۵ | ۴/۴۵۳ | ۴/۴۴۵ | ۴/۴۴۴ | U_z |
| ۰/۲۱۹۹ | ۰/۲۲۰۳ | ۰/۲۱۹۹ | ۰/۲۱۹۹ | U_w |
| ۱۴۹۶۲ | ۸۲۵۹ | ۲۹۹۲ | ۰/۱۱۹۷ | ΔP_l |
| ۲۵۵۶ | ۱۴۱۱ | ۵۱۱/۲ | ۰/۰۲۰۴۵ | ΔP_e |
| ۶۹۶/۴ | ۳۸۴/۴ | ۱۳۹/۳ | ۰/۰۰۵۵۷۱ | ΔP_c |
| ۲۷۲/۵ | ۲۷۳/۰ | ۲۷۲/۵ | ۲۷۲/۵ | ΔP_w |
| ۱۶۴۶۰ | ۹۵۷۷ | ۴۱۶۵ | ۱۰۹۳ | ΔP_s |

m^0 : دبی جرمی سیال پوسته

J_f : ضریب اصطکاک برای جریان ایدئال در اعداد رینولدز مختلف



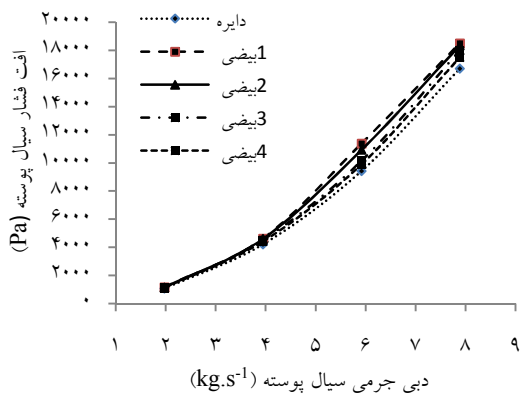
شکل (۳): منحنی مقایسه‌ای افت فشار سیال پوسته در مبدل حرارتی برحسب دبی جرمی سیال پوسته



شکل (۴): منحنی مقایسه‌ای ضریب انتقال حرارت سیال پوسته در مبدل حرارتی برحسب دبی جرمی سیال پوسته

۷. نتایج و بحث

همان‌طور که از شکل (۵) مشخص می‌شود، تغییر ماهیت جریان، باعث افزایش در افت فشار سیال پوسته می‌شود، اما این مقدار در مقابل میزان انتقال حرارت افزوده شده، زیاد نیست.



شکل (۵): منحنی افت فشار سیال پوسته در مبدل حرارتی برحسب دبی جرمی سیال پوسته

Re_{shell} : عدد رینولدز پوسته

Pr_{shell} : عدد پرنتل پوسته

Pr_{tube} : عدد پرنتل لوله

I : شدت آشفتگی

U_s : سرعت خطی ($kg.m^{-2}K^{-1}$)

U_z : سرعت متوسط ژئومتریک ($kg.m^{-2}K^{-1}$)

U_w : سرعت در ناحیه پنجره ($kg.m^{-2}K^{-1}$)

ΔP_i : افت فشار جریان ایدئال در پوسته (Pa)

ΔP_e : افت فشار در ناحیه انتهایی (Pa)

ΔP_c : افت فشار در ناحیه جریان متقاطع بین انتهای دو بافل (Pa)

ΔP_w : افت فشار ناحیه پنجره (Pa)

ΔP_s : افت فشار کلی در سیال پوسته (Pa)

۲.۶. مقایسه نتایج دینامیک سیالات محاسباتی با روش بل

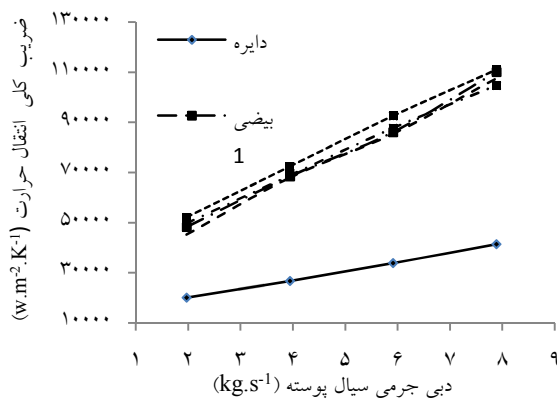
در این بخش، به نتایج حاصل از مقایسه شبیه‌سازی مبدل حرارتی دارای بافل تک‌قطاعی با لوله‌های دایره‌ای شکل، با استفاده از روش بل، مطابق جدول (۸) می‌پردازیم.

جدول (۸): افت فشار و ضریب انتقال حرارت در مبدل حرارتی با لوله دایره‌ای

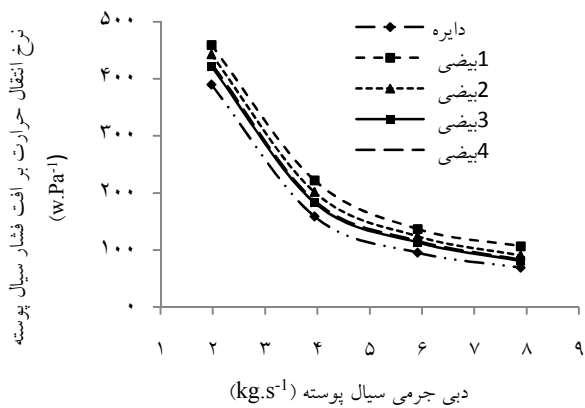
| افت فشار سیال پوسته (pa) | | ضریب انتقال حرارت سیال پوسته ($w.m^{-2}K^{-1}$) | |
|--------------------------------|--------|---|-------|
| دبی سیال پوسته ($kg.s^{-1}$) | روش بل | روش دینامیک سیالات محاسباتی | خطا % |
| ۱/۹۷ | ۱۰۹۳ | ۳۲۷۶۶ | -۲/۱۸ |
| ۳/۹۴ | ۴۱۶۵ | ۴۲۰۱۸ | -۱/۲۶ |
| ۵/۹۱ | ۹۵۷۷ | ۵۴۰۹۹ | -۱/۵ |
| ۷/۸۸ | ۱۶۴۶۰ | ۶۷۹۴۹ | -۱/۴ |

برجسته‌ترین مزیت مبدل حرارتی با لوله‌های بیضوی نسبت به مبدل حرارتی با لوله‌های دایره‌ای، کاهش قابل ملاحظه افت فشار و نیز افزایش قابل ملاحظه نرخ انتقال حرارت است؛ این امر به دلیل تغییر شکل حرکت سیال در پوسته رخ می‌دهد. همان‌گونه که از شکل‌های (۳) و (۴) مشخص است، داده‌های به دست آمده از دو روش، بسیار به یکدیگر نزدیک است و بنابراین می‌توان ادعا کرد روش عددی به کار برده شده از دقت و صحت مطلوبی برخوردار است.

دایره‌ای بیشتر است و به این معنی است که بازیافت انرژی در میزان انرژی مصرفی یکسان، برای غلبه بر اصطکاک بیشتر می‌باشد.



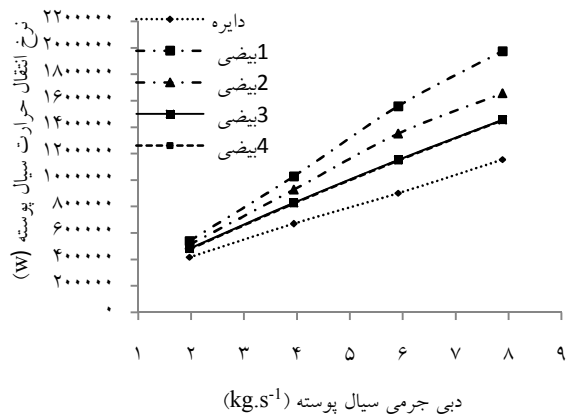
شکل (۸): منحنی ضریب کلی انتقال حرارت در مبدل حرارتی برحسب دبی جرمی سیال پوسته



شکل (۹): منحنی نرخ انتقال حرارت بر افت فشار سیال پوسته در مبدل حرارتی برحسب دبی جرمی سیال پوسته

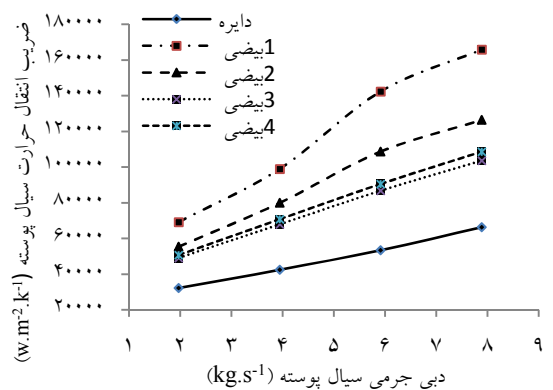
در شکل (۱۰)، نرخ انتقال حرارت درباره سیال داخل پوسته نشان داده شده است. این نمودار نشان‌دهنده تأثیر میزان بیضوی بودن لوله‌ها بر روی ضریب انتقال حرارت، نسبت به مبدل حرارتی با لوله‌های دایره‌ای است. بدین صورت که در هر نسبت اقطار بیضی، مقدار انتقال حرارت متوسط بیضی با انتقال حرارت متوسط یک دایره که دارای سطح جانبی برابر است، مقایسه شده است. همان‌طور که در شکل مشخص است، فاصله بین این دو عدد با افزایش نسبت اقطار بیضی افزایش می‌یابد؛ یعنی هرچه لوله بیضوی‌تر باشد، بازده انتقال حرارت نسبت به لوله با سطح مقطع دایره بیشتر خواهد بود.

همان‌طور که در شکل (۶) دیده می‌شود، نرخ انتقال حرارت سیال پوسته در مبدل حرارتی با دسته لوله بیضوی، به مراتب از مبدل حرارتی با دسته لوله دایره‌ای بیشتر است، زیرا در این نوع مبدل حرارتی، زمانی که سیال پوسته با لوله‌هایی که سطح مؤثر انتقال گرمایشان در راستای نیروی جاذبه است، به دلیل افزایش سطح تماس نسبت به زمانی که نسبت قطرهای یک است، بیشتر است.



شکل (۶): منحنی نرخ انتقال حرارت سیال پوسته در مبدل حرارتی برحسب دبی جرمی سیال پوسته

همان‌طور که از شکل (۷) مشخص می‌شود، ضریب انتقال حرارت سیال پوسته برای مبدل حرارتی طراحی شده با بیضی شماره ۱، نسبت به بقیه دارای مقدار حداکثری می‌باشد.



شکل (۷): منحنی ضریب انتقال حرارت سیال پوسته در مبدل حرارتی برحسب دبی جرمی سیال پوسته

ضریب کلی انتقال حرارت در مبدل حرارتی با لوله بیضوی نسبت به دایره‌ای، مطابق شکل (۸) افزایش یافته است. شکل (۹) نشان می‌دهد نرخ انتقال حرارت به‌ازای واحد فشار در سیال پوسته مبدل حرارتی با دسته لوله بیضوی، به‌مراتب از مبدل حرارتی با لوله‌های

۸. نتیجه‌گیری

برای حل مسئله، مدل $RNG - K - \epsilon$ به‌عنوان مدل مناسب، برای بیان پارامترهای مربوط به جریان درهم و شبکه ریزتر، به‌عنوان شبکه بهینه استفاده شد. چندین پارامتر مهم از جمله نوع جریان، هندسه جریان و خواص ترمودینامیکی سیال کنترل‌کننده در میزان انتقال حرارت تأثیرگذار بودند. می‌توان استنباط کرد که با افزایش سرعت سیال در یک مبدل حرارتی، ضریب انتقال حرارت به‌طور قابل ملاحظه‌ای افزایش یافت. از نتایج این‌گونه برمی‌آید که با افزایش نسبت اقطار در بهترین شرایط، یعنی زمانی که قطر معادل لوله به اندازه کافی بزرگ باشد، می‌توان ضریب انتقال حرارت را به اندازه ۵۹/۹ درصد افزایش داد؛ دلیل این افزایش را می‌توان به نوع گردش جریان سیال در پوسته مربوط کرد. زمانی که نیروی غالب نیروی جاذبه باشد، نسبت افت فشار مبدل با دسته لوله بیضوی به افت فشار مبدل با بافل تک‌قطاعی مستقل از دبی سیال پوسته و در حدود ۹/۵ است که این مقدار در مقابل افزایش ضریب انتقال حرارت قابل چشم‌پوشی است. استفاده از دسته لوله بیضوی باعث کاهش قابل توجهی در افت فشار سیال پوسته می‌شود. با استفاده از این نوع دسته لوله، میزان انتقال حرارت بر واحد افت فشار بیشتری در دبی ثابت سیال پوسته به نتیجه رسید. نسبت ضریب انتقال حرارت سیال مبدل حرارتی با دسته لوله بیضوی و دایره‌ای وابسته به دبی سیال پوسته است. تغییرات افت فشار به رژیم جریان، عدد رینولدز، تغییر خواص فیزیکی سیال و اثر آن بر روی ضریب اصطکاک (f_i) وابسته است. با کاهش دما خواص سیال از جمله ظرفیت گرمایی، چگالی و گران‌رویی کاهش می‌یابد. طبق روابطی که برای افت‌های مختلف سیال پوسته مطابق با روش بل ارائه شده است با کاهش چگالی و گران‌رویی، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد و با کاهش ظرفیت گرمایی، افت فشار دسته لوله آیدنال نیز کاهش می‌یابد. بنابراین کاهش مشاهده شده در افت فشار پیش‌بینی شده توسط دینامیک سیالات محاسباتی منطقی به نظر می‌رسد.

فهرست علائم و اختصارات

t : زمان

P : فشار

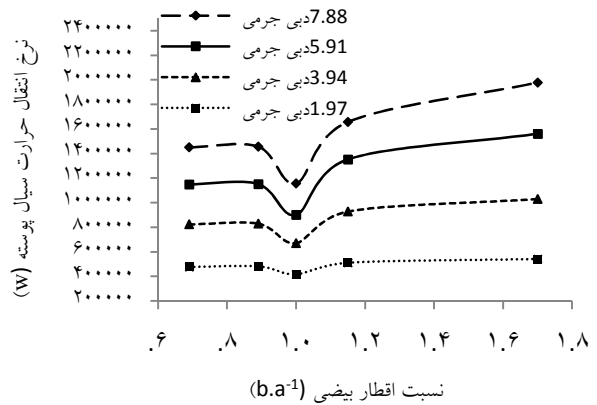
ρ : دانسیته

f_x, f_y, f_z : توزیع ضریب مقاومت

C_p^s : گرمای خاص با فشار ثابت

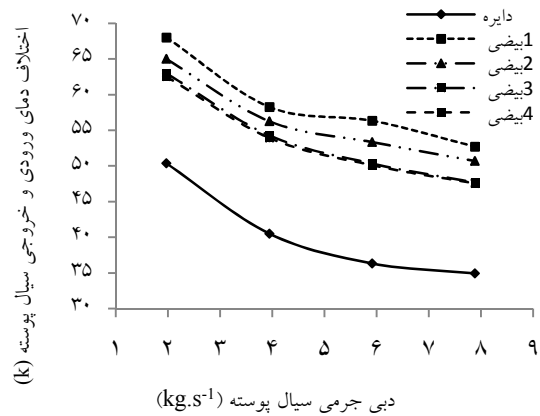
α_s : حجم ضریب انتقال حرارت ($w \cdot m^{-3} K^{-1}$)

λ_s : هدایت گرمایی



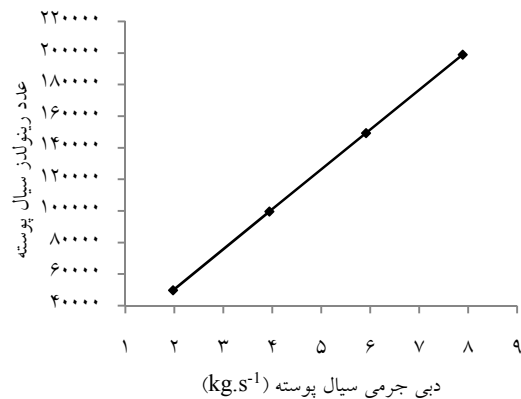
شکل (۱۰): منحنی نرخ انتقال حرارت سیال پوسته در نسبت اقطار بیضی (b/a) در دبی جرمی سیال پوسته

شکل (۱۱) نشان‌دهنده پروفیل دمای درون سیال پوسته است که دقیقاً مانند پروفیل دما در جریان‌های غیرهمسو می‌باشد.



شکل (۱۱): منحنی اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال پوسته در مبدل حرارتی برحسب دبی جرمی سیال پوسته

همانطور که در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود، با افزایش دبی سیال ورودی، عدد رینولدز به‌صورت خطی تغییر می‌کند.



شکل (۱۲): منحنی عدد رینولدز سیال پوسته در مبدل حرارتی برحسب دبی جرمی سیال پوسته

G_k : تولید انرژی جنبشی آشفته به سبب گرادیانهای سرعت متوسط
 G_b : تولید انرژی جنبشی آشفته به سبب نیروهای شناوری
 Y_M : اثر تراکم‌پذیری روی نرخ اتلاف
 S : مدول تانسور نرخ کرنش متوسط
 h_{oc} : ضریب انتقال حرارت برای جریان ایدئال در پوسته
 ΔP_s : افت فشار سیال پوسته

T^T : دمای سیال لوله
 ρ^T, C_p^T, C_v^T : خواص مرتبط سیال لوله
 ρ : دانسیته سیال پوسته
 ρ^S : کورس مختلفی از مکان تا مکان
 μ_t : ویسکوزیته اغتشاشی
 μ_1 : ویسکوزیته آرام

مراجع

- [1] Sudhakara, k., "Analysis of Flow Maldistribution in Tubular Heat Exchangers by Fluent", Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology, 2007.
- [2] Venkatesan, Y., "Effect of Maldistribution and Flow Rotation on the Shell Side Heat Transfer in a Shell and Tube Heat Exchanger", Department of Mechanical Engineering and the Faculty of the Graduate School of Wichita State University in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science, 2011.
- [3] Radojković, N., Ilić, G., Stevanović, Z., Vukić, M., Mitrović, D., Vučković, G., "Experimental Study on Thermal and Flow Processes in Shell and Tube Heat Exchangers - Influence of Baffle Cut on Heat Exchange Efficiency", Mechanical Engineering Vol. 1, No. 10, pp: 1377 – 1384, 2003.
- [4] Li, H.D., Kottke, V., "Effect of Baffle Spacing on Pressure Drop and Local Heat Transfer in Shell and Tube Heat Exchangers for Staggered Tube Arrangement", Int. J. Heat Mass Transfer 41, pp: 1303–1311, 1998.
- [5] Chen, Y., Fiebig, M., Mitra, N.K., "Heat Transfer Enhancement of Finned Oval Tubes with Staggered Punched Longitudinal Vortex Generators", International Journal of Heat and Mass Transfer 43, pp: 417-435, 2000.
- [6] Li, B., Feng, B., He, Y.L. & Tao, W.Q., "Experimental Study on Friction Factor and Numerical Simulation on Flow and Heat Transfer in an Alternating Elliptical Axis Tube Applied Thermal Engineering", Vol. 26, Issue. 17–18, pp: 2336–2344, 2006.
- [7] Yang, S., Li, Z., Hong, X., "Experimental Study on Convective Heat Transfer and Flow Resistance Characteristics of Water Flow in Twisted Elliptical Tubes", Applied Thermal Engineering 31, pp: 2981-2991, 2011.
- [8] Suyi, H., shizhou, P., "Convection and Heat Transfer of Elliptical Tubes", Springer-Verlag, Heat and mass Transfer 30, pp: 411-415, 1995.
- [9] Tan, X.h., Zhu, D.s., Zhou, G.y., Zeng, L.d., "Experimental and Numerical Study of Convective Heat Transfer and Fluid flow in Twisted Oval Tubes", International Journal of Heat and Mass Transfer 55, pp: 4701–4710, 2012.
- [10] Borrajo, R., Ititzo, J., José, J., "Thermal and Friction Drop Characteristic of Heat Exchangers with Elliptical Tubes and Smooth Fins", Ingeniería Mecánica. Vol. 15. No. 3, pp: 243-253, 2012.
- [11] Sudharsan, M., Ganga S., Jayavel, S., "Flow and Heat Transfer for Flow Past Elliptic Tubes in Fin – Tube Heat Exchangers", Indian Institute of Information Technology Design and Manufacturing, (IIITD&M) Kancheepuram IIT Madras Campus, Chennai, India: Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power, 2010.
- [12] Hasan, A., Sir_en, K., "Performance Investigation of Plain Circular And Oval Tube Evaporatively Cooled Heat Exchangers", Applied Thermal Engineering 24, pp: 777–790, 2004.
- [13] Stevanović, Z., Gradimir, I., Radojković, N., Vukić, M., Stefanović, V., Vučković, G., "Design of Shell and Tube Heat Exchangers by Using CFD Technique – Part one: Thermo – Hydraulic Calculation", Fact Universitatis, Series: Mechanical Engineering Vol.1, No. 8, pp: 1091 – 1105, 2001.
- [۱۴] جهان میر قدسیه، محاسبه ضریب انتقال حرارت در یک مبدل پوسته و لوله‌ای با دسته لوله تابدار به کمک CFD. پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی شیمی و نفت، دانشگاه صنعتی شریف، ۱۳۸۹.
- [15] urRehman., "Heat Transfer Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger Through CFD Studies", Department of Chemical and Biological Engineering, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2011.
- [۱۶] باغمیشه، مرادزاده، هدایت‌زاده، درستی، غلامرضا، معصومه، سید مهدی، رضا، طراحی مبدل‌های حرارتی صنعتی با ASPEN B-JAC. چاپ اول، تهران: انتشارات اندیشه‌سرا، ۱۳۸۶.

- [17] Kuppan, T., "*Heat Exchanger Design Handbook*", Marcel Dekker Inc, 2000.
- [18] Ramesh, S.K., Dusan, S.P., "*Fundamental of Heat Exchanger Design*", John Wiley & Sons, Inc, 2003.
- [19] Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., "*Handbook of Heat Transfer Applications*", 2nd Edition, Mc Graw-Hill, 1985.
- [20] Schlunder, E.U (Ed)., "*Heat Exchanger Design Handbook*", Hemisphere Publishing Corporation, 1984.
- [21] Saunders, E.A.D., "*Heat Exchangers, Selection, Design and Construction*", Longman Science and Technical, 1988.