

بررسی عددی عملکرد گرمایی و هیدرودینامیکی لوله‌های پره‌دار حلقوی - بیضوی در مقایسه با حلقوی - دایره‌ای

حسین نعمتی⁺*

گروه مهندسی مکانیک، واحد مرودشت، دانشگاه آزاد اسلامی، مرودشت، ایران

علیرضا رحیم‌زاده

گروه مهندسی مکانیک، واحد بوشهر، دانشگاه آزاد اسلامی، بوشهر، ایران

چکیده: انتقال گرما و افت فشار سیال در گذر از دسته لوله چهار ردیفی با پره‌های حلقوی - بیضوی در آرایش مثلثی مورد بررسی قرار گرفت. پنج هندسه گوناگون در سه تراکم پره، با گذر سیال در چهار عدد رینولدز گوناگون شبیه‌سازی شد. روشن است که یک دسته از این هندسه‌ها پره‌های دایره‌ای است که حالت ویژه‌ای از پره‌های بیضوی است که در آن نسبت دو قطر بیضی برابر با یک می‌باشد. مشخص شد که عدد ناسلت در پره‌های بیضوی در حالت افقی کم‌ترین مقدار و در حالت عمودی بیش‌ترین مقدار را دارا هستند. همچنین پره‌های دایره‌ای افت فشار بیش‌تری نسبت به پره‌های بیضی افقی و عمودی دارند و پره‌های بیضی عمودی نیز که قطر عمودی یکسانی با پره‌های دایره دارند افت فشار کم‌تری ایجاد می‌نمایند. با وجود آن که ضریب انتقال گرما در پره‌های افقی کمی کم‌تر از پره‌های دایره‌ای است، افت فشار در آن‌ها می‌تواند تا حدود ۷۰٪ کم‌تر از افت فشار در پره‌های دایره‌ای باشد. محاسبه معیار ارزیابی عملکرد نشان می‌دهد پره‌های دایره‌ای در مقایسه با پره‌های بیضوی از عملکرد بسیار پایین‌تری برخوردار هستند. سرانجام رابطه‌ای برای محاسبه افت فشار و انتقال گرما بر روی پره‌های بیضوی بر مبنای پره‌های دایره‌ای ارائه شد.

واژه‌های کلیدی: مبدل گرمایی، پره حلقوی - بیضوی، معیار ارزیابی عملکرد، آرایش مثلثی.

KEYWORDS: Heat exchanger, Annular elliptical fin, Performance evaluation criteria, Triangular layout.

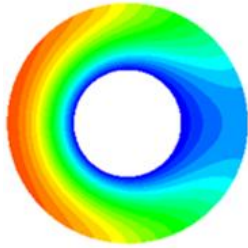
مقدمه

پیچیدگی جریان و نیز پیچیدگی و تراکم هندسه یک دسته لوله مانع از درک صحیح پدیده‌های یادشده در یک دسته لوله به کمک روش‌های آزمایشگاهی می‌شود. همچنین نزدیک بودن پره‌ها به یک‌دیگر و فاصله اندک آن‌ها (نزدیک ۲ mm)، امکان هرگونه اندازه‌گیری دما بدون ایجاد درهمی در محیط را از میان می‌برد؛ بنابراین، اگرچه که آزمایش‌های

طراحی بهینه یک مبدل گرمایی نه تنها به دانستن میزان افت فشار و انتقال گرما از دسته لوله مربوط می‌شود، بلکه به شناخت و درک عمیقی از جریان در اطراف لوله‌های پره‌دار و نیز میزان انتقال گرمای موضعی ارتباط دارد. درک درست از جریان، چگونگی جدایش جریان از سطح و رژیم جریان از اهمیت به‌سزایی برخوردار است. متأسفانه

+E- mail: h.nemati@miau.ac.ir

* عهده‌دار مکاتب



شکل ۱: توزیع دما در یک پره حلقوی
(بر اساس شکل ۱۳ برای پره دایره ای $rh/rv = 1$)

- در محدودیت‌های فضایی که امکان استفاده از پره‌های دایره‌ای وجود ندارد، استفاده از پره‌های بیضوی موجب کاهش فضای اشغال شده توسط پره‌ها می‌شود.

- در این پژوهش نشان داده می‌شود که افت فشار در پره‌های بیضوی به طور کلی کم‌تر از پره‌های دایره‌ای شکل است.

- با توجه به این که همه سطح پره به صورت یکنواخت در انتقال گرما شرکت نمی‌کند، در موردهایی که وزن عامل تعیین کننده‌ای به شمار می‌رود می‌توان با جایگزین کردن پره‌های بیضوی به جای پره‌های دایره‌ای شکل بدون کاهش چشمگیر بازده پره و یا میزان انتقال گرما، از وزن پره‌ها کاست.

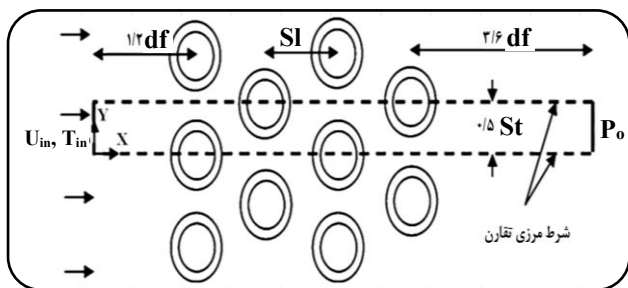
محدودیت‌هایی مانند وزن، محدودیت فضای در دسترس و یا افت فشار از جمله قیدهایی است که در طراحی مبدل‌های هوا خنک صنعتی نقشی تعیین کننده دارند. بنابراین تلاش در رفع این مانع‌ها در طراحی‌های این دسته از مبدل‌ها ضروری به نظر می‌رسد. با وجود برتری‌های گفته شده پژوهش‌های کمی بر روی دسته لوله‌ای پره‌دار حلقوی - بیضوی انجام شده است. کوشش‌های آغازین تنها محدود به محاسبه بازده پره‌های بیضوی می‌شود. کنلا و داس [۱۴] تلاش کردند تا با روش‌های تحلیلی بازده پره‌های بیضوی را محاسبه نمایند که با توجه به پیچیدگی هندسه، رابطه کاربردی در این زمینه ارائه نشد. ناگاران و همکاران [۱۵] اقدام به اندازه‌گیری انتقال گرمای آزاد از روی یک نوع پره بیضوی ویژه نمودند. نعمتی و سامی‌وند [۱۶] به کمک حل عددی، رابطه‌ای برای پیش‌بینی بازده پره‌های بیضوی ارائه نمودند. با به دست آمدن رابطه‌ای برای محاسبه بازده پره، امکان محاسبه ضریب انتقال گرما و نیز بررسی رفتار جریان فراهم شد.

بر اساس آنچه که گفته شد، تاکنون هیچ پژوهش جامعی در زمینه مقایسه‌ی ضریب انتقال گرما و افت فشار در پره‌های دایره‌ای و بیضوی شکل صورت نگرفته است. همچنین چگونگی رفتار سیال در گذر

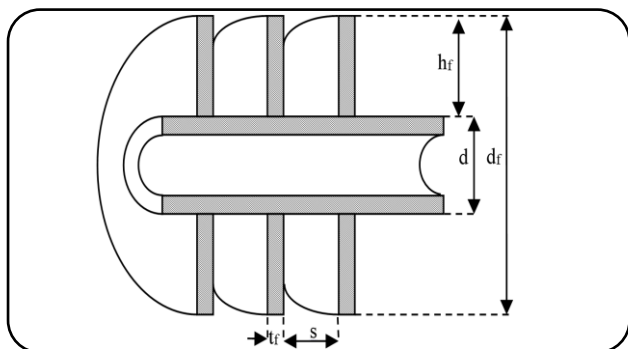
زیادی بر روی لوله‌های پره‌دار انجام شده است، ولی هیچ‌کدام از آن‌ها شرایط واقعی کارکرد را شبیه‌سازی نمی‌نمایند [۱]. چرا که انواع جریان، آشفته و آرام، پایدار و زمان‌مند را می‌توان در یک مبدل لوله‌ای دید. به‌تازگی با توجه به پیشرفت‌هایی که در زمینه سخت‌افزار و نرم‌افزارهای رایانه‌ای پدید آمده است، امکان استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) برای بررسی عمیق‌تر جریان و قضاوت درست‌تر در مورد درستی و دقت رابطه‌های تجربی بیش‌تر مهیا است. اگرچه که برخی محاسبات عددی در زمینه مبدل‌های پره - ورق انجام شده است [۶-۲] ولی در زمینه لوله‌ها با پره حلقوی پژوهش‌های کم‌تری صورت گرفته است. همچنین در مورد دسته لوله پره‌دار بیضوی در حقیقت پژوهش‌های صورت نگرفته است. در زمینه پره‌های حلقوی، به دلیل پیچیدگی جریان و هندسه، تاکنون مطالعه‌های عددی چشمگیری صورت نگرفته است. از اولین کارها می‌توان به مطالعه هو و ژاکوبی [۷] اشاره نمود که در آن مطالعه‌های عددی و آزمایشگاهی بر روی یک دسته لوله حلقوی چهار ردیفه انجام شد. در این مطالعه‌ها، رژیم جریان آرام در نظر گرفته شده بود. این کار بعدها توسط کوتیش و ائستین [۸] با فرض جریان به‌طور کامل آشفته و بر اساس روش $k-\epsilon$ که متناسب جریان به‌طور کامل آشفته^۱ می‌باشد، ادامه یافت. پس از آن مان و گراس [۹] با فرض جریان به‌طور کامل آشفته و بر اساس روش $k-\epsilon$ ، تأثیر فاصله‌های پره‌ها را در یک بسته لوله چهار ردیفی بررسی نمودند. مقیمی و نعمتی [۱۰] به بررسی شیوه‌های گوناگون شبیه‌سازی جریان آشفته بر روی یک بسته لوله چهار ردیف پرداختند. با مشخص شدن قابلیت‌های روش‌های حل عددی در پیش‌بینی رفتار لوله‌های پره‌دار، مطالعه‌های گسترده‌تری در این زمینه صورت گرفت [۱۳-۱۱]. نکته چشمگیر در زمینه انتقال گرما از روی پره‌های حلقوی آن است که ضریب انتقال گرمای موضعی در سرتاسر پره برابر نیست. این نکته را می‌توان از عدم یکنواختی توزیع دما در یک پره دایره‌ای درک کرد (شکل ۱). بیشترین ضریب انتقال گرما موضعی مربوط به جلوی پره است که محل برخورد سیال به آن است. با حرکت به سمت دو سوی پره، به تدریج از میزان انتقال گرما کاسته می‌شود.

با توجه به این حقیقت که خط‌های دما ثابت بر روی پره‌ها به صورت دایره‌ای نیستند بنابراین تولید پره‌ها نیز به صورت دایره‌ای نیاز نیست. با این حال لازم است طراحی ارائه شود که از نظر ساخت نیز قابل‌پذیرش باشد. به‌عنوان نمونه، ساخت پره‌های دایره‌ای نامتقارن به سادگی پره‌های دایره‌ای متقارن نخواهد بود. راهکاری که در این پژوهش ارائه شده است، استفاده از پره‌های بیضوی به جای پره‌های دایره‌ای است.

(۱) Fully turbulent flow



شکل ۲: دامنه فیزیکی مورد استفاده در محاسبات



شکل ۳: نمای برش خورده از لوله پره دار حلقوی

پره‌های بیضوی در پنج هندسه، که در شکل ۴ نشان داده شده است، دسته‌بندی شده است. قطر بزرگ همه بیضی‌ها با یکدیگر برابر است و ۵۷/۱۵ mm می‌باشد.

دامنه محاسباتی شامل دو منطقه‌ی سیال (فضای بین پره‌ها و لوله‌ها و ورودی و خروجی‌ها) و جامد (پره‌ها) می‌باشد. هوای ورودی تراکم‌ناپذیر با ویژگی‌های ثابت و رژیم جریان مغشوش در نظر گرفته شده است. جریان سیال به صورت یکنواخت و با سرعت‌های ۱/۵، ۲، ۲/۵ و ۳ m/s موازی با راستای محور x و با دمای ۳۰۸/۱۵ کلوین و شدت آشفتگی ۱٪ و نسبت گرانیوی آشفتگی ۱٪ وارد دامنه محاسباتی می‌شود [۹ و ۱۰]. این بازه‌ی سرعت برابر با تغییرهای عدد رینولدز در بازه‌ی بین ۳+۵E تا ۴+۱E می‌باشد. سطح داخلی لوله‌ها دارای شرط مرزی دما ثابت ۲۸۳/۱۵ کلوین می‌باشد. با توجه به شرایط تقارن مرزها، شار گرمایی در این مرزها و مؤلفه‌ی سرعت عمود بر این مرزها، صفر می‌باشد. به عبارت دیگر گرادیان دمایی و گرادیان مؤلفه‌ی سرعت در صفحه‌های تقارن صفر می‌باشد. بر روی همه سطوح جامد نیز شرط عدم لغزش در نظر گرفته شد. به این ترتیب ۶۰ نمونه گوناگون مورد بررسی قرار گرفت. برای شبکه بندی دامنه، در قسمت پره‌ها و فضای بین پره‌ها و عمق دامنه محاسباتی از شبکه ساختار یافته (شکل ۵) و در بقیه‌ی دامنه محاسباتی از شبکه بدون ساختار استفاده شده است (شکل ۶).

از پره‌های بیضوی در مقایسه با پره‌های دایره‌ای بررسی نشده است. در این پژوهش، شبیه‌سازی عددی بر روی دسته لوله چهار ردیفی با پره‌های حلقوی - بیضوی در آرایش مثلثی صورت گرفته است. برای این کار پنج هندسه گوناگون در سه تراکم پره، تحت گذر سیال در چهار عدد رینولدز گوناگون شبیه‌سازی شده است.

پرسش دیگری که در اینجا مطرح است این است که در یک دسته لوله رژیم جریان چگونه است؟ اگرچه بر اساس مطالعه‌های انجام شده $Re=10^5$ به عنوان رینولدز بحرانی معرفی شده است [۱۷] با این حال مشخص شده است که در یک دسته لوله، همه رفتارهای یک سیال، مانند آرام و یا آشفتن بودن می‌تواند به صورت هم‌زمان بروز نماید [۱۸]. پس هیچ یک از روش‌های حل عددی متناسب با جریان آرام و یا درهم، نمی‌تواند پاسخگویی حل مسئله باشد. با این حال به‌تازگی روش‌های حل عددی متناسب با جریان‌های انتقالی ابداع شده است. یکی از این روش‌ها، روش Transition SST است که با افزوده شدن دو معادله دیگر به مجموع معادله‌ها، امکان تشخیص موضعی رژیم جریان و انتقال از یک رژیم به رژیم دیگر را فراهم می‌آورد. عملکرد دلخواه این روش در مقایسه با سایر روش‌ها مورد بررسی قرار گرفته است [۱۰، ۱۹، ۲۰]. در این پژوهش از این روش برای پیش‌بینی افت فشار و نیز ضریب انتقال گرما در یک دسته لوله چهار ردیف استفاده شد.

بخش نظری

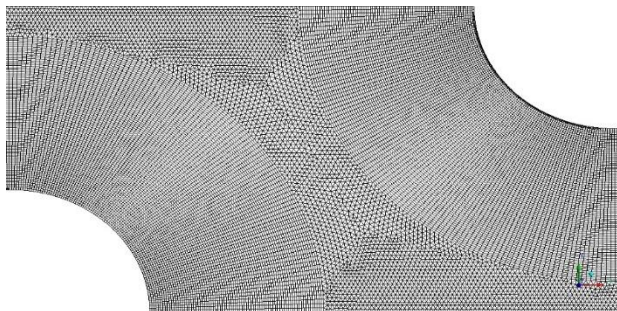
شبیه‌سازی عددی

هندسه مورد مطالعه در این پژوهش شامل یک دسته لوله چهار ردیفی است که در آرایش مثلثی با گام ۶۳/۵ mm در کنار یکدیگر قرار گرفته‌اند (شکل ۲). در جلو دسته لوله به فاصله ۱/۲ برابر قطر پره شرط مرزی سرعت ورودی انتخاب شده است و در پشت آن به فاصله ۳/۶ برابر قطر پره، شرط مرزی فشار ثابت در نظر گرفته شده است. در این فاصله‌ها، شرایط مرزی ذکر شده بر جواب مساله تأثیر گذار نیست. با توجه به تقارن هندسه و جریان، تنها نیمی از هندسه مدل سازی شد. شرط مرزی تقارن در شکل ۲ نشان داده شده است. صفحه‌ها در راستای طول لوله نیز، صفحه‌های تقارن تعریف شده‌اند. قطر خارجی لوله برابر یک اینچ (۲۵/۴ mm) می‌باشد که انتقال گرما از روی لوله‌ها به کمک پره‌های حلقوی تقویت می‌شود. نمای شمایی آن در شکل ۳ نشان داده شده است. ضخامت پره‌ها برابر ۰/۴ mm و نیز تراکم آن (S3) ۳۵۴، (S2) ۳۹۳ و (S1) ۴۳۳ پره در هر متر در نظر گرفته شده است. این مشخصه‌های پره، در خنک‌کن‌های هوایی با لوله‌های یک اینچ رایج است [۲۱].

(۱) Turbulent Viscosity Ratio



شکل ۵: شبکه تولید شده در جهت کل دامنه



شکل ۶: مش بندی در روی پره‌ها و فضای بین آن‌ها

(۴) معادله انرژی استفاده شده برای قسمت جامد (پره) به صورت زیر است:

$$k_f \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial T}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

که در معادله‌های (۲) و (۳)، μ_t و k_t به ترتیب گرانیوی و ضریب هدایت معادل جریان آشفته می‌باشد. روشن است که در جریان آرام، مقادیر بالا صفر می‌باشد. معادله‌های جریان درهم بر اساس روش SST مدل سازی شده است که روابط آن در معادله‌های (۵) و (۶) آورده شده است.

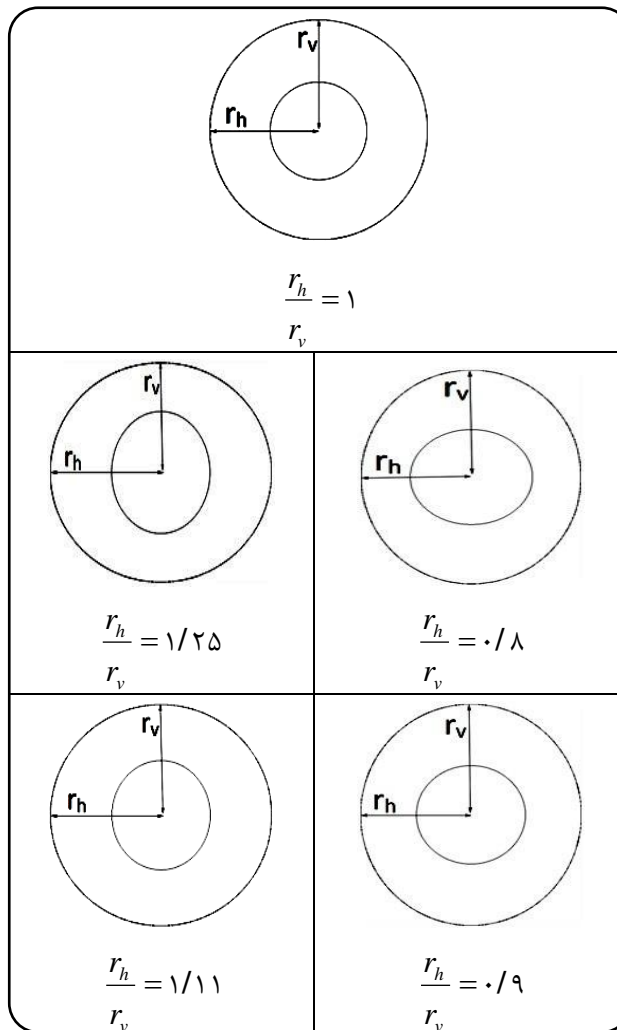
$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \kappa) = \gamma \cdot P_\kappa - \beta_1 \rho \kappa \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \omega) = A \rho S^2 - \beta_2 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (6)$$

با حل دو معادله (۵) و (۶) مقادیرهای k (انرژی جنبشی درهمی) و ω (نرخ ویژه‌ی اتلاف آشفستگی) را می‌توان محاسبه نمود که از آن می‌توان μ_t را به صورت زیر محاسبه نمود:

$$\mu_t = \frac{\rho \kappa}{\max(a\omega, SF_2)} \quad (7)$$

بر اساس مطالعه‌های انجام شده در یک دسته لوله، همه رفتارهای یک سیال، مانند آرام و یا آشفته بودن می‌تواند بروز نماید [۱۸]. از این رو در مدل سازی جریان آشفته از روش Transition SST



شکل ۴: پره‌های استفاده شده در دسته لوله

معادله‌ای حاکم

معادله‌های حاکم بر مسئله به صورت زیر می‌باشند:

(۱) معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

(۲) معادله مومنتوم:

$$\rho \left(u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \mu_t \right) \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right], j=1,2,3 \quad (2)$$

(۳) معادله انرژی در ناحیه سیال:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (3)$$

که E انرژی کل و $k_{eff} = (k + k_t)$ می‌باشد.

جدول ۱- تغییر عدد نوسلت و افت فشار با تعداد گره در تراکم S1 و سرعت ورودی ۳ m/s

تعداد گره	افت فشار (Pa)	Nu
۸۰۱۹۵۴	۶۷/۲۲	۳۱/۲۴
۱۳۳۶۵۹۰	۸۴/۰۳	۴۴/۶۲
۲۲۲۷۶۴۹	۹۳/۳۷	۵۶/۴۸
۳۷۱۲۷۴۹	۹۴/۳۲	۵۷/۰۶

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_f t_f}} \quad (14)$$

$$\bar{L} = \frac{L_1 + L_2}{2} \quad (15)$$

$$\psi = 1 + 0.179 \ln \left(\frac{r_h r_v}{r^2} \right) \quad (16)$$

برای محاسبه عدد Nu کافی است که نخست مقدار انتقال گرما به سیال با معادله (۱۱) محاسبه شود. با در دست داشتن مقدار دماهای ورودی و خروجی سیال و دیواره، مقدار اختلاف دمای مؤثر از رابطه (۱۲) استخراج می‌شود. سپس مقدار ضریب انتقال گرما از معادله (۱۰) قابل محاسبه است. از آنجا که در مخرج معادله بازده پره (η) آمده است و در خود η نیز ضریب انتقال گرما، h وارد شده است، برای محاسبه h و η نیاز به سعی و خطا می‌باشد. مقدار افت فشار به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (17)$$

معادله‌های حاکم در نرم افزار انسیس - فلوئنت نسخه ۱۸ حل شد. جهت گسسته سازی معادله‌ها، از الگوریتم SIMPLE برای معادله‌های به هم پیوسته فشار - سرعت، و برای معادله‌های مومنتوم و انرژی روش مرتبه دوم پیش رو به کار گرفته شد. مقدار بیشینه خطا مجاز همگرایی نیز 10^{-6} در نظر گرفته شد. افزون بر آن، میانگین جرمی فشار در ورودی به دامنه و نیز دما در خروجی از دامنه در هر دو تکرار رسم شد تا کیفیت همگرایی اطمینان به دست آید. برای اطمینان از تعداد شبکه انتخابی تعداد گره‌ها طی چند مرحله در بیشترین سرعت ورودی هوا افزایش یافت تا زمانی که پس از آن تغییری در نتیجه‌ها پیدا نشد. نتیجه‌های به دست آمده در جدول ۱ نشان داده شده است. در هر شبکه در خلال حل، جهت کاهش میزان $y+$ به کم‌تر از عدد ۳، شبکه اصلاح می‌شد. همچنین نتیجه‌های حل عددی مربوط به دسته لوله پره‌دار حلقوی - دایره‌ای با روابط موجود بر اساس نتیجه‌های آزمایشگاهی

استفاده شده است. در این روش برای ارتباط دو ناحیه‌ی به‌طور کامل درهم و ناحیه‌ی نه به‌طور کامل درهم می‌توان از معادله‌های انتقالی استفاده نمود. برای این کار نیاز به رابطه‌ای برای محاسبه‌ی عامل میرانده‌ی γ است که در رابطه‌ی (۵) آورده شده است. این عامل در معادله‌های استاندارد SST وجود ندارد و برای تعیین میزان کاهش نرخ تولید اغتشاش به کار می‌رود و مقداری بین صفر و یک دارد؛ ولی γ نیز به نوبه‌ی خود تابعی از پارامتر نوینی به نام Π است که پایداری موضعی جریان را در ناحیه‌های نزدیک دیواره نشان می‌دهد.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \gamma) = P_{\gamma,1} - E_{\gamma,1} + P_{\gamma,2} - E_{\gamma,2} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_i} \right] \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \Pi) = P_{\Pi,t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\sigma_{\Pi,t} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} \right] \quad (9)$$

معادله‌های بالا، انتقال موضعی جریان از آرام به آشفتنه و برعکس را پیش‌بینی می‌کنند. جزئیات بیش‌تر این مدل را می‌توان در مرجع‌های [۲۲، ۲۳] مطالعه نمود.

نتیجه‌ها و بحث

ضریب انتقال گرما دسته لوله را می‌توان از رابطه (۱۰) محاسبه نمود:

$$h = \frac{\dot{Q}}{(A - (1 - \eta)A_f)\theta} \quad (10)$$

که در آن Q مقدار گرمای مبادله شده، θ مقدار اختلاف دمای لگاریتمی و A مجموع سطح انتقال حرارت پره و لوله در بخش بدون پره و A_f مساحت پره‌ها می‌باشد و مقدار گرمای مبادله شده را نیز از رابطه (۱۱) می‌توان محاسبه نمود:

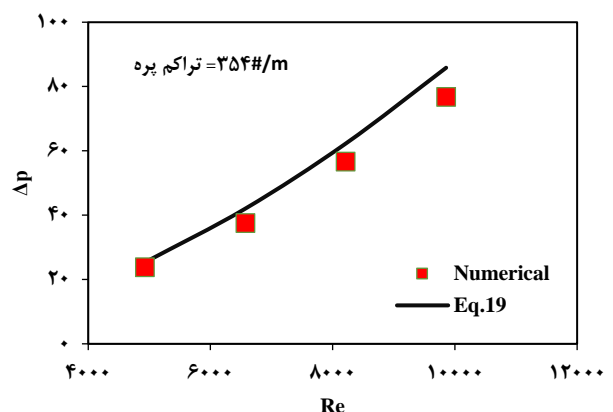
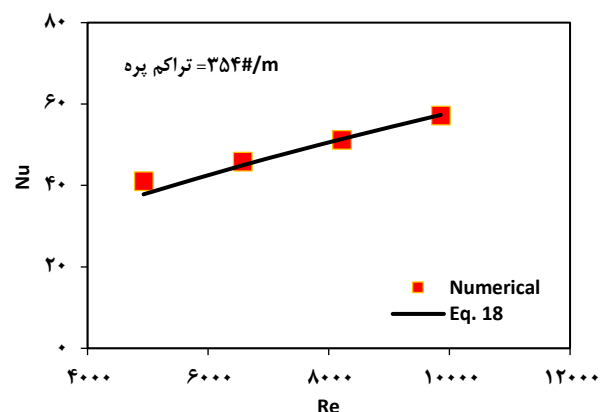
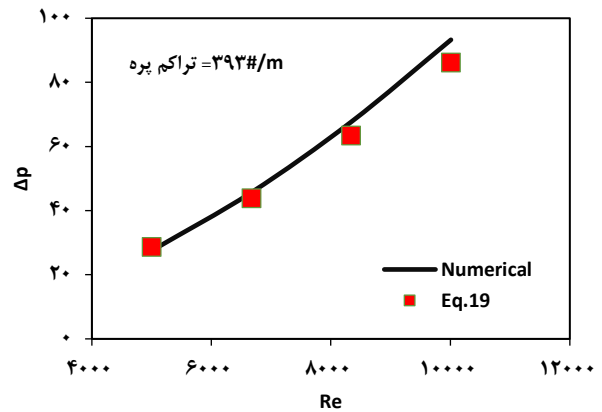
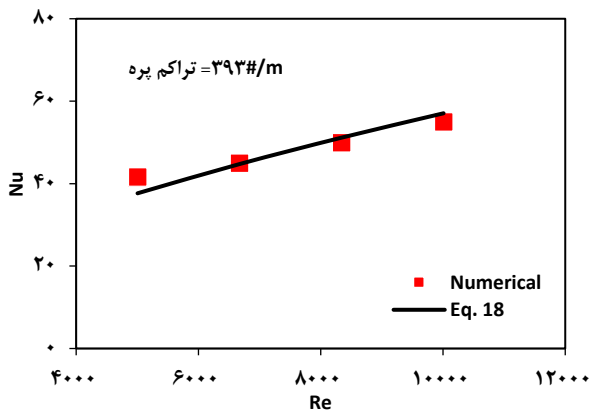
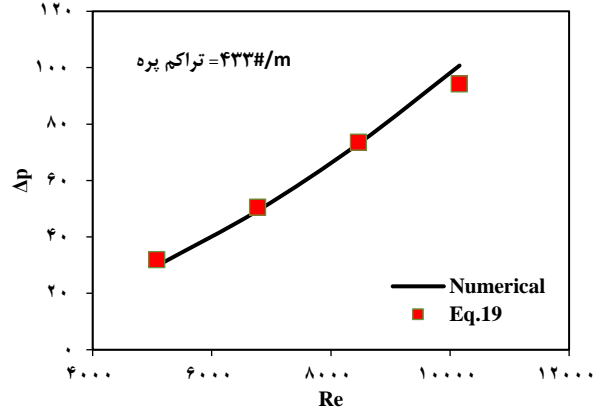
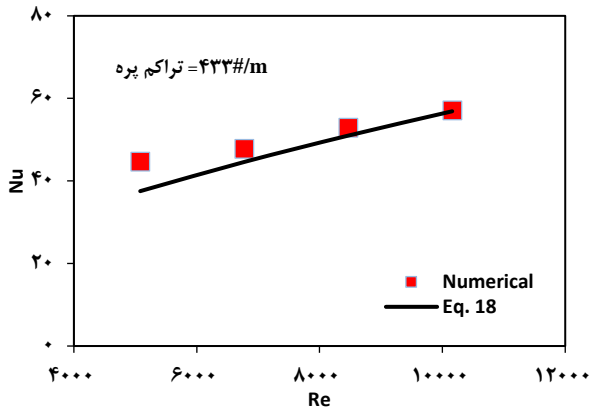
$$\dot{Q} = \dot{H}_{out} - \dot{H}_{in} \quad (11)$$

که در آن \dot{H}_{in} و \dot{H}_{out} به ترتیب آنتالپی هوای ورودی و خروجی است. θ ، نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\theta = \frac{T_{in} - T_{out}}{\ln(T_{in} - T_w) - \ln(T_{out} - T_w)} \quad (12)$$

همچنین مقدار بازده پره، η ، نیز به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۶]:

$$\eta = \left[\frac{\tanh(\psi m \bar{L})}{\psi m \bar{L}} \right]^\psi \quad (13)$$



شکل ۷- مقایسه Nu بر اساس رابطه تجربی [۲۴] و حل عددی

شکل ۷- مقایسه افت فشار بر اساس رابطه تجربی [۲۴] و حل عددی

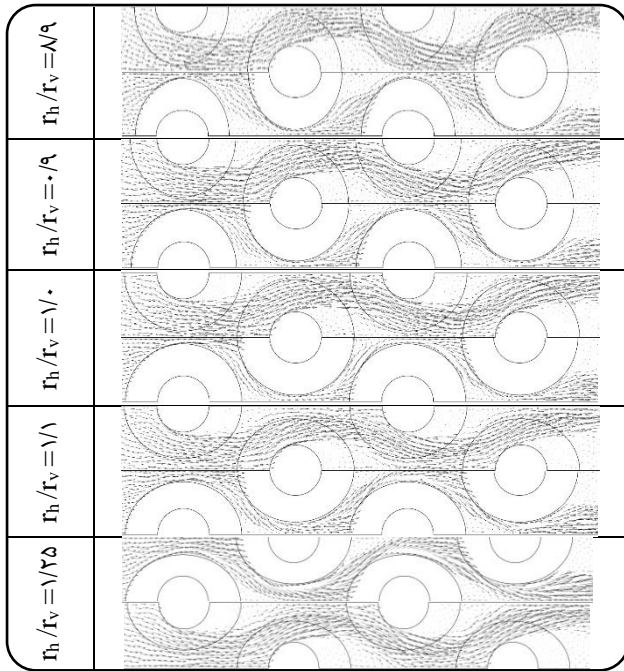
$$F = \frac{1}{1 + A'/A_{ff}} \quad (20)$$

در رابطه‌ی (۱۹)، u_{max} از ضرب سرعت ورودی در نسبت سطح مقطع ورودی به کوچک‌ترین سطح مقطع به دست می‌آید که جزئیات محاسبه آن در مراجع [۹، ۱۸، ۲۴] آمده است. نتیجه‌های مقایسه در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده‌اند. این نتیجه‌ها نشان می‌دهد که همخوانی خوبی بین مقدارهای محاسبه شده از رابطه‌های تجربی و نتیجه‌های به دست آمده از شبیه‌سازی عددی وجود دارد.

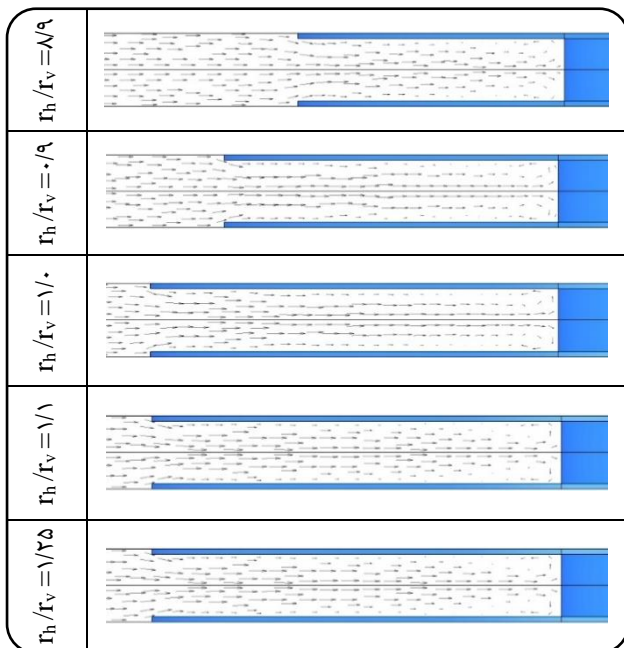
در چهار رینولدز متفاوت بررسی شد تا دقت نتیجه‌ها مشخص شود. از روابط تجربی زیر در زمینه پیش‌بینی افت فشار و عدد ناسلت استفاده شده است [۲۴]:

$$Nu = 0.38 Re^{0.6} Pr^{1/3} \left(\frac{A}{A_t} \right)^{-0.15} \quad (18)$$

$$\Delta P = 0.75 Re^{-0.24} F^{0.49} \left(\frac{S_t}{S_d} \right)^{-0.64} \rho u_{max}^2 n \quad (19)$$



شکل ۹- بردار سرعت گذرنده از روی لوله‌ها (ردیف بالا در هر بخش) و از روی پرده‌ها (ردیف پایین در هر بخش)



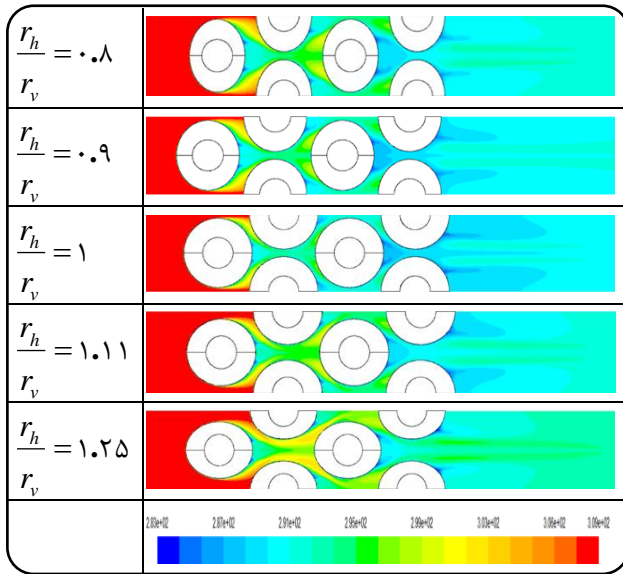
شکل ۱۰- بردارهای سرعت بین پرده‌های ردیف اول در تراکم پره SI و سرعت ۲m/s

بین پرده‌ها (که همان جریان گذرنده از روی لوله‌ها نیز می‌باشد)، بیش‌تر رفتاری شبیه به جریان آزاد دارد و چندان متاثر از لایه‌ی مرزی تشکیل شده در بین دو پره نیست.

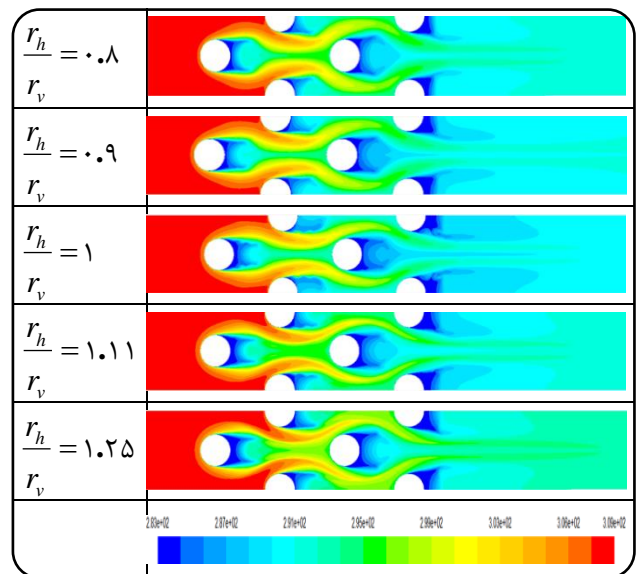
شکل ۹، بردار سرعت گذرنده از روی پرده‌ها و لوله‌ها را نشان می‌دهد. در هر ردیف از این شکل، بردارهای سرعت گذرنده از روی لوله‌ها در بالا و بردارهای سرعت گذرنده از روی پرده‌ها در ریف پایین آن بخش نشان داده شده است. همان‌گونه که دیده می‌شود سرعت جریان هوا در گذرگاه بین پرده‌ها و لوله‌ها به شدت افزایش می‌یابد و بیشینه سرعت رخ داده، به دلیل رشد لایه در روی لوله‌ها و پرده‌ها و در نتیجه، تنگ شدن بیشتر مسیر گذر سیال، در ردیف‌های انتهایی شکل می‌گیرد. نکته‌ای که از مقایسه بردارهای سرعت روی لوله و روی پره در شکل ۹ قابل درک است، جدایش سیال از روی لوله‌ها و پرده‌ها می‌باشد که جدایش سیال بر روی پرده‌ها در تمام حالت‌ها در زاویه‌هایی پیش از 90° رخ می‌دهد که این رفتار شبیه به رفتار جریان آرام در گذر از روی یک استوانه می‌باشد و جدایش سیال از روی لوله‌ها در زوایایی بیش از 120° رخ می‌دهد که این رفتار همانند رفتار جریان مغشوش (درهم) می‌باشد.

علت این تغییر زاویه جدایش در آن است که فاصله بین دیواره دو لوله‌ی مجاور به دلیل کوچک‌تر بودن قطر لوله نسبت به پره، از فاصله بین پرده‌ها بر روی دو لوله‌ی مجاور بیش‌تر است. بنابراین امکان جدایش سیال در زوایای کوچک‌تری رخ می‌دهد. ولی در گذر سیال از روی پره‌ها در زاویه‌ی 90° فضای کافی برای جدایش سیال وجود ندارد و این فضا تنها در زاویه‌های باز به‌دست می‌آید. به همین استدلال، زاویه‌ی جدایش بر روی پرده‌ها، به ترتیب بر روی پرده‌های دایره‌ای، پرده‌های بیضی عمودی و پرده‌های بیضی افقی کم‌تر می‌باشد. بردارهای سرعت بین دو پره در ردیف اول در شکل ۱۰ نشان داده شده‌اند که در همه این شکل‌ها، تشکیل گردابه‌های نعل اسبی قابل دیدن است. نکته قابل تعمق این است که رفتار سیال در بین دو پره مانند رفتار سیال در حال توسعه در بین دو سطح تخت است و هرچه طول این کانال بیش‌تر باشد توسعه یافتگی جریان نیز بیش‌تر است و در نتیجه انتقال گرما کم‌تر می‌شود. این پدیده به خوبی توجیه می‌کند که چرا با افزایش طول کانال (طول افقی پرده‌ها) از بیضی عمودی به سمت دایره و سپس بیضی خوابیده، ضریب انتقال گرما افزایش می‌یابد.

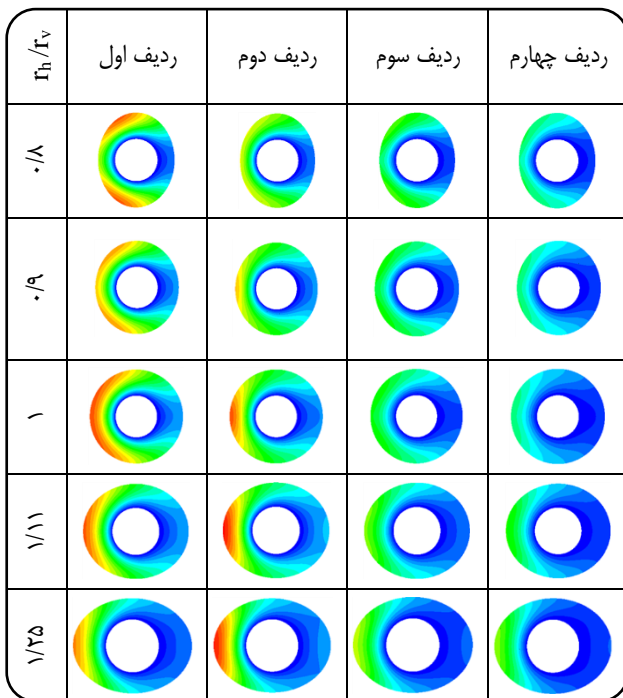
یک نمونه کانتور دمایی جریان گذرنده از روی لوله در شکل ۱۱ نشان داده شده است. بر اساس این شکل، کانتور دمایی جریان گذرنده از روی لوله‌ها چندان متأثر از هندسه و شکل پره نیست و تنها در خروج از دسته لوله می‌توان تفاوت‌های اندکی را دید. علت این امر را شاید بتوان به کمک نتیجه‌های برآمده از شکل ۱۰ توجیه نمود. بر اساس شکل ۱۰، جریان بین دو پره مانند به جریان در حال توسعه بین دو صفحه تخت می‌باشد. این جمله به این معنی است که جریان



شکل ۱۲: کانتور دمایی جریان گذرنده از روی پره ها در تراکم S3 و سرعت ۳m/s



شکل ۱۱- کانتور دمایی جریان گذرنده از روی لوله در تراکم S3 و سرعت ۳m/s

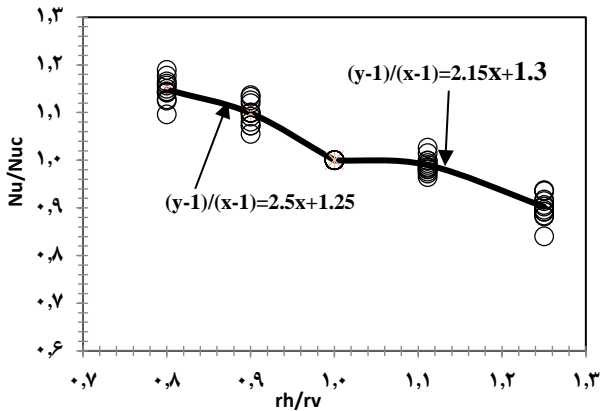


شکل ۱۳- کانتورهای دما روی سطح پره ها

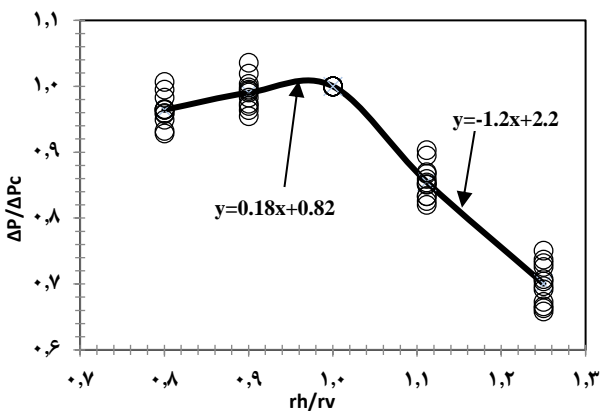
مطالب بالا را می توان در کانتورهای دمایی پره ها نیز دید. شکل ۱۳، چگونگی تغییر دما را روی پره ها نشان می دهد. بر اساس این شکل ها، یکنواختی دما در ردیف های بعدی پره های بیضوی بیش تر از دایره ای است که نشان از انتقال گرما بیش تر در ردیف های دیگر پره های بیضوی دارند.

با توجه به کانتور دمایی جریان گذرنده از روی پره در شکل ۱۲، در پره های دایره ای ($r_h/r_v=1$) بیشتر انتقال گرما در ردیف اول و دوم انجام شده است و دمای سیال پس از ردیف دوم تغییر چندانی نمی کند. در پره های بیضوی $r_h/r_v=1.11$ (بیضی افقی) و $r_h/r_v=0.9$ (بیضی عمودی) اگرچه دارای مساحت یکسانی هستند ولی دیده می شود که تغییر دمای سیال در ردیف های سوم و چهارم پره افقی همچنان چشمگیرتر از پره عمودی است که نشان می دهد نقش پره های افقی ردیف سوم و چهارم در انتقال گرما مؤثرتر از پره عمودی است. این رویه در دو نسبت $r_h/r_v=1.25$ (بیضی افقی) و $r_h/r_v=0.8$ نیز دیده می شود.

بنابراین سهم انتقال گرما هر ردیف در پره های دایره ای و بیضوی با یکدیگر متفاوت است که تعیین این سهم نیاز به مطالعه های بیشتر دارد. ولی تفاوت اصلی اختلاف نقش هر ردیف در انتقال گرما به دلیل متفاوت بودن سطح انتقال گرما در پره های بیضوی و دایره ای است. پره های دایره ای سطح بزرگ تری در مقایسه با پره های بیضوی دارند. بنابراین میزان انتقال گرما در ردیف اول پره های دایره ای بیش تر است. به همین علت، هوای خروجی از ردیف اول نیز خنک تر است. خنک تر شدن هوای خروجی از ردیف اول به این معنی است که اختلاف دمای هوا با پره ها و لوله ها در ردیف های بعدی در مقایسه با پره های بیضوی کم تر است. به همین دلیل، اختلاف دما و در نتیجه انتقال گرما در ردیف های آخر پره های دایره ای کم تر از پره های بیضوی است. در نتیجه ردیف های آخر در پره های بیضوی بر خلاف پره های دایره ای نقش بیش تری را در انتقال گرما بر عهده دارند.



شکل ۱۴ - مقایسه‌ی عدد ناسلت پرده‌های بیضوی نسبت به عدد ناسلت پرده‌های دایره



شکل ۱۵ - مقایسه افت فشار پرده‌های بیضوی نسبت به افت فشار پرده‌های دایره

نکته چشمگیر این است که اگرچه ضریب انتقال گرما در پرده‌های افقی کمی کم‌تر از پرده‌های دایره‌ای است، ولی افت فشار در آن‌ها به مراتب کم‌تر از افت فشار سیال در گذر از پرده‌های دایره‌ای می‌باشد. این افت فشار می‌تواند تا ۷۰٪ افت فشار در پرده‌های دایره‌ای باشد. با مراجعه به شکل ۱۵ رابطه زیر را برای محاسبه افت فشار بر روی پرده‌های بیضوی می‌توان ارایه نمود:

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_c} = \begin{cases} 0.18 \frac{r_v}{r_h} + 0.82 & \text{for } \frac{r_v}{r_h} < 1 \\ -1.2 \frac{r_v}{r_h} + 2.2 & \text{for } \frac{r_v}{r_h} > 1 \end{cases} \quad (22)$$

— نرخ انتقال گرما

شکل ۱۶، میزان انتقال گرما از دسته لوله را به ازای سرعت‌های ورودی گوناگون نشان می‌دهد. اگر چه بر اساس این شکل، پرده‌های دایره‌ای میزان انتقال گرما بیش‌تری در مقایسه با پرده‌های بیضوی دارند ولی لازم است که به یاد داشته باشیم که سطح انتقال گرما این پرده‌ها نیز در مقایسه با پرده‌های بیضوی بیش‌تر است.

مقایسه پرده‌های بیضوی با دایره‌ای — عدد ناسلت

بر اساس نتیجه‌های به دست آمده، عدد بدون بعد ناسلت در پرده‌های بیضی عمودی بیش‌تر است. شکل ۱۴ نسبت عدد ناسلت به عدد ناسلت در پرده‌های دایره‌ای (Nu_c) را بر اساس نسبت قطرهای پرده‌های بیضوی برای عددهای رینولدز متفاوت در بازه‌ی بین $3E+3$ تا $4E+3$ نشان می‌دهد. در این نمودار، تغییرهای داده‌ها در هر نسبت قطر (r_h/r_v) به دلیل تغییرهای عدد رینولدز می‌باشد. بر اساس این شکل، با افزایش r_h/r_v عدد ناسلت کاهش می‌یابد. به این معنی که پرده‌های بیضوی که در حالت افقی قرار گرفته‌اند کم‌ترین عدد ناسلت و پرده‌های بیضوی که در حالت عمودی قرار گرفته‌اند بیش‌ترین عدد ناسلت را دارا هستند. همچنین با توجه به نوسان‌های داده‌ها در هر یک از نسبت قطر به دلیل تغییرهای عدد رینولدز در این گستره‌ی وسیع از عدد رینولدز، وابستگی ضعیفی بین نسبت عدد ناسلت با عدد رینولدز دیده شد. با چشم‌پوشی از این وابستگی بر اساس شکل ۱۴ می‌توان رابطه زیر را برای محاسبه عدد ناسلت بر روی پرده‌های بیضوی ارایه نمود:

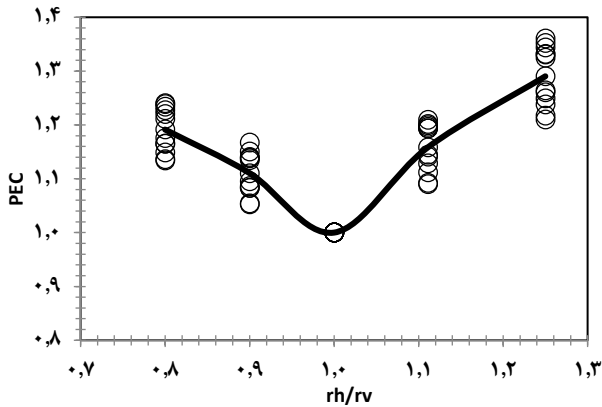
$$\left(\frac{Nu}{Nu_c} - 1 \right) / \left(\frac{r_v}{r_h} - 1 \right) = \begin{cases} \frac{2.5 \frac{r_v}{r_h} + 1.25}{r_v} & \text{for } \frac{r_v}{r_h} < 1 \\ \frac{2.15 \frac{r_v}{r_h} + 1.3}{r_v} & \text{for } \frac{r_v}{r_h} > 1 \end{cases} \quad (21)$$

— افت فشار

نسبت افت فشار جریان گذرنده از روی دسته لوله چهار ردیفی در حالت پرده‌های بیضوی به پرده‌های دایره‌ای (ΔP_c) برای همه موردهای مدل‌سازی شده در شکل ۱۵ نشان داده شده است. در این نمودار نیز، تغییرهای داده‌ها در هر نسبت قطر (r_h/r_v) به دلیل تغییرهای عدد رینولدز می‌باشد. بر اساس شکل ۱۵ پرده‌های دایره‌ای افت فشار بیش‌تری نسبت به پرده‌های بیضی افقی و عمودی دارد. پرده‌های بیضی عمودی که قطر عمودی یکسانی با پرده‌های دایره دارند افت فشار کم‌تری نیز دارند. دو عامل در کاهش افت فشار در پرده‌های بیضوی نقش اساسی دارند:

— شعاع انحنا دایره کوچک‌تر از بیضی است، بنابراین تغییر مومنتوم سیال در دایره و در نتیجه افت فشار ناشی از آن بیش‌تر از بیضی است.

— در بین پرده‌های بیضوی به دلیل کوچک‌تر بودن آن‌ها در مقایسه با پرده‌های دایره‌ای فضای باز بیش‌تری وجود دارد. بنابراین مقدار سرعت در مجموعه پرده کم‌تر و افت فشار هم کم‌تر است.



شکل ۱۸- مقایسه PEC در نسبت قطرهای گوناگون پره‌ها

مقدار PEC در حالت‌های گوناگون در شکل ۱۸ نشان داده شده است. بر این اساس مقدار PEC در بیضی‌های عمودی تا ۲۰٪ و در بیضی‌های افقی تا ۳۰٪ بیش‌تر است که نشان‌دهنده‌ی افزایش انتقال گرما در توان مصرفی برابر می‌باشد.

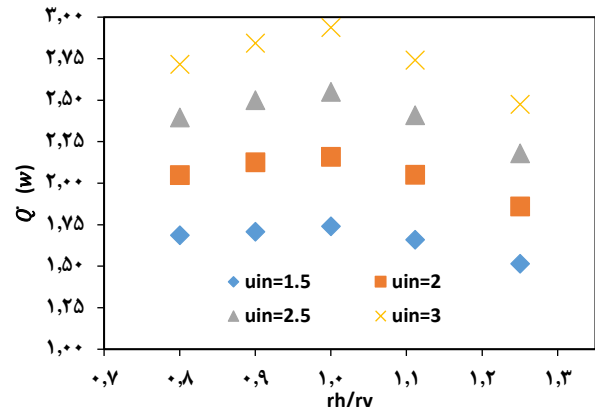
نتیجه‌گیری

در این پژوهش بسته لوله چهار ردیفه با لوله‌های پره دار حلقوی - بیضوی با نسبت قطرهای گوناگون بررسی شد. برای شبیه‌سازی جریان آشفتنه، از روش جدید Transition SST استفاده شد. این روش قادر به در نظر گرفتن هر دو رژیم جریان آرام و آشفتنه و نیز پیش‌بینی تبدیل شدن رژیم‌های گوناگون جریان به یک‌دیگر می‌باشند. با توجه به شبیه‌سازی‌های انجام شده، موردهای زیر نتیجه‌گیری می‌شود:

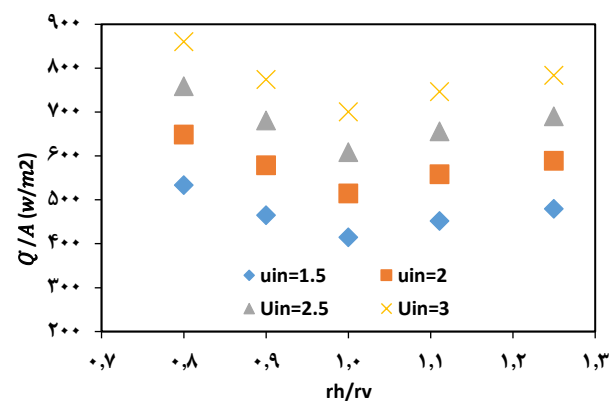
- ۱) مشخص شد که عدد ناسلت در پره‌های بیضوی که در حالت افقی قرار گرفته‌اند کم‌ترین مقدار و در پره‌های بیضوی که در حالت عمودی قرار گرفته‌اند بیش‌ترین مقدار را دارد. همچنین وابستگی ضعیفی بین نسبت عدد ناسلت به عدد نوسلت دایره‌ای با عدد رینولدز دیده شد.

- ۲) مشخص شد که پره‌های دایره‌ای افت فشار بیش‌تری نسبت به پره‌های بیضوی افقی و عمودی دارد و پره‌های بیضوی عمودی نیز که ارتفاع یکسانی با پره‌های دایره دارند افت فشار کم‌تری ایجاد می‌نمایند.

- ۳) سرانجام رابطه‌هایی برای محاسبه‌ی عدد نوسلت و نیز میزان افت فشار بر اساس نسبت قطر افقی پره به قطر عمودی آن ارائه شد.
- ۴) با وجود آن که ضریب انتقال گرما در پره‌های افقی کمی کم‌تر از پره‌های دایره‌ای است، ولی افت فشار در آن‌ها می‌تواند تا حدود ۳۰٪ کم‌تر از افت فشار در پره‌های دایره‌ای می‌باشد. با محاسبه معیار



شکل ۱۶- مقایسه نرخ انتقال گرما بین پره‌های حلقوی و بیضوی در تراکم S1



شکل ۱۷- مقایسه نرخ انتقال گرما بر واحد سطح پره‌های حلقوی و بیضوی در تراکم S1

معیار ارزیابی عملکرد

معیار ارزیابی عملکرد (PEC) ابزاری است برای بررسی میزان تقویت انتقال گرما و برابر است با نرخ انتقال گرما در توان مصرفی فن یکسان [۲۵، ۲۶]. بالاتر بودن این شاخصه نشانه‌ی بیش‌تر بودن میزان انتقال گرما است. بر این اساس برای هر بسته لوله در سرعت ورودی یکسان خواهیم داشت:

$$\dot{Q}/\dot{Q}_c \approx Nu/Nu_c \quad (23)$$

$$\frac{H}{H_c} = \frac{\phi \Delta P}{\phi \Delta P_c} = \frac{\Delta P}{\Delta P_c} \quad (24)$$

که در آن H و ϕ به ترتیب توان مصرفی فن و شدت جریان حجمی ورودی است و زیرنویس c به پره‌های دایره‌ای اشاره دارد. بر این اساس:

$$PEC = \frac{Nu}{Nu_c} \frac{\Delta P_c}{\Delta P} \quad (25)$$

r	شعاع لوله (mm)	ارزیابی عملکرد نشان داده شد که پره‌های دایره‌ای در مقایسه
r _h	شعاع پره در راستای جریان (mm)	با پره‌های بیضوی از عملکرد بسیار پایین‌تری برخوردار هستند.
r _v	شعاع پره عمود بر جریان (mm)	با مراجعه به شکل ۱۸، در نسبت قطر ۱/۲۵، مقدار EPC برابر ۱/۳
Re= ρu _{max} d / μ	عدد رینولدز	است که به این معنی است که در افت فشار برابر، مقدار عدد ناسلت
S	فاصله‌ی فین‌ها (mm)	در پره‌های بیضوی می‌تواند تا ۳۰٪ بیشتر از پره‌های بیضوی باشد.
S	قدر مطلق نرخ کرنش برشی (1/s)	این پژوهش به خوبی برتری پره‌های بیضوی را در مقایسه
S _d	گام قطری لوله (mm)	با پره‌های دایره‌ای نشان می‌دهد.
S _f	گام پره (mm)	

فهرست نمادها

S _l	گام طولی لوله (mm)	A	کل سطح انتقال گرما (A=A _r +A _f)
S _t	گام عرضی لوله (mm)	A'	سطح انتقال گرما هر متر لوله پره دار (m ²)
T	دما (K)	A _f	مساحت سطح فین (m ²)
t _f	ضخامت پره (mm)	A _t	مساحت قسمت بدون پره لوله (m ²)
u _{in}	سرعت ورودی (m/s)	A _{ff}	کم‌ترین مساحت آزاد گذر سیال در متر لوله (m ²)
u _{max}	سرعت بیشینه (m/s)		ثابت مدل انتقالی SST
ΔP	افت فشار (Pa)	d _f	قطر پره (mm)
β ₁ , β ₂	ثابت‌های مدل انتقالی SST	d	قطر خارجی لوله (mm)
η	بازده پره	Ḣ _{in}	آنتالپی هوای ورودی (W)
μ	گرانروی (Kg/m.s)	Ḣ _{out}	آنتالپی هوای خروجی (W)
ρ	چگالی (kg/m ³)	h _f	ارتفاع فین (mm)
ω	نرخ ویژه‌ی اتلاف اغتشاش (1/s)	k	ضریب هدایت هوا (W/m.K)
Π	تابع الحاقی تناوب	k	انرژی جنبشی اغتشاش (m ² /s ²)
		k _f	ضریب هدایت پره آلومینیومی (W/m.K)
		n	تعداد ردیف لوله
		Nu= hd/k	عدد ناسلت
		Pr=c _p μ/k	عدد پرانتل
		Ḣ	نرخ انتقال گرما (W)

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۵/۱۹ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۸/۲۷

مراجع

[1] Arslanturk C., Simple Correlation Equations for Optimum Design of Annular Fins with Uniform Thickness, *Appl. Therm. Eng.*, **25**: 2463-2468 (2005).

[۲] طاهونی نسیم؛ میریحیایی سمیرا، جدا فاطمه، فلاحی حمیدرضا، پنجه شاهی محمدحسن؛ طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های گرمایی چند جریان با در نظر گرفتن نوع پره و تغییر ویژگی‌های فیزیکی سیال، نشریه شیمی و مهندسی شیمی ایران، (۲) ۳۱: ۴۱ تا ۵۴ (۱۳۹۱).

- [۳] طاهونی نسیم، میریحیایی سمیرا، جدا فاطمه، فلاحی حمیدرضا، پنجه شاهی محمدحسن؛ **تحلیل گرمایی و هیدرولیکی مبدل‌های گرمایی فشرده صفحه ای با پره‌های موجدار، نشریه شیمی و مهندسی شیمی ایران، ۳۴(۱): ۷۷ تا ۱۰۴ (۱۳۹۴).**
- [4] Jafari Nasr M.R., **Analysis of Fouling in HVAC Heat Exchangers by CFD, Iran. J. Chem. Chem. Eng. (IJCCE), 34(3): 51-60 (2015).**
- [5] Sheu T.W.H., Tsai S.F., **A Comparison Study on Fin Surface in Finned-Tube Heat Exchangers, Int. J. Numer. Meth. Heat Fluid Flow, 9(1): 92-106 (1999).**
- [6] Romero-Mendez R., Sen M., Yang K.T., McClain R., **Effect of Fin Spacing on Convection in a Plate Fin and Tube Heat Exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer, 43: 39-51 (2000).**
- [7] Hu X., Jacobi A.M., **Local Heat Transfer Behaviour and its Impact on a Single-Row Annularly Finned Tube Heat Exchanger, ASME Journal of Heat Transfer, 115: 66-74 (1993).**
- [8] Kuntysh V.B., Stenin N.N., **Heat Transfer and Pressure Drop in Cross Flow Through Mixed Inline-Staggered Finned Tube Bundles, Therm. Eng., 40: 126-129 (1993).**
- [9] Mon M.S., Gross U., **Numerical Study of Fin-Spacing Effects in Annular-Finned Tube Heat Exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, 47: 1953-1964 (2004).**
- [10] Nemati H., Moghimi M., **Numerical Study of Flow Over Annular-Finned Tube Heat Exchangers by Different Turbulent Models, CFD Lett. 6(3): 101-112 (2014).**
- [11] Chen H.T., Chiu Y.J., Liu C.S.L., Chang J.R., **Numerical and Experimental Study of Natural Convection Heat Transfer Characteristics for Vertical Annular Finned Tube Heat Exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer, 109: 378-392 (2017).**
- [12] Senapati J.R., Dash S.K., Roy S., **3D Numerical Study of the Effect of Eccentricity on Heat Transfer Characteristics Over Horizontal Cylinder Fitted with Annular Fins, Int. J. Heat Mass Transfer, 108: 28-39 (2016).**
- [13] Senapati J.R., Dash S.K., Roy S., **Numerical Investigation of Natural Convection Heat Transfer Over Annular Finned Horizontal Cylinder, Int. J. Heat Mass Transfer, 96: 330-345 (2016).**
- [14] Kundu B., Das P.K., **Performance Analysis and Optimization of Elliptic Fins Circumscribing a Circular Tube, Int. J. Heat Mass Transf., 50: 173-180 (2007).**
- [15] Nagaranie N., Mayilsamy K., Murugesan A., **Experimental Heat Transfer Analysis on Annular Circular and Elliptical Fins, IJEST, 2: 2839-2845 (2010).**
- [16] Nemati H., Samivand S., **Simple Correlation to Evaluate Efficiency of Annular Elliptical Fin Circumscribing Circular Tube, Arab. J. Sci. Eng., 39: 9181-9186 (2014).**
- [17] Zhukauskas A., **Investigation of Heat Transfer in Different Arrangements of Heat Exchanger Surfaces, Teploenergetika, 21: 40-46 (1974).**
- [18] Jacobi A.M., Shah R.K., **Air-Side Flow and Heat Transfer in Compact Heat Exchangers: A Discussion of Enhancement Mechanisms, Heat Transfer Eng., 19: 29-41 (1998).**

- [19] Abraham J.P., Sparrow E.M., Tong J.C.K., [Heat Transfer in All Pipe Flow Regimes: Laminar, Transitional/Intermittent, and Turbulent](#), *Int. J. Heat Mass Transfer*, **52**: 557-563, (2009).
- [20] Abraham J.P., Sparrow E.M., Minkowycz W.J., [Internal-Flow Nusselt Numbers for the Low-Reynolds-Number End of the Laminar-to-Turbulent Transition Regime](#), *Int. J. Heat Mass Transfer*, **54**: 584-588 (2011).
- [21] Osley, W.G., ögemüller P.Dr, Ellerby P., Gibbard I., [Computational Fluid Dynamics Investigation of Air Cooled Heat Exchangers](#), *Chem. Eng. Trans.*, **39**: 1351-1356 (2014).
- [22] Menter F., [Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications](#), *AIAA J.* **32**: 1598-1605 (1994).
- [23] Menter F., Esch T., Kubacki, S., ["Transition Modeling Based on Local Variables"](#), *5th Int. Symp. on Engineering Turbulence Modeling and Measurements*, Mallorca, Spain, (2002).
- [24] Verein Deutscher Ingenieure., [VDI-Wärmeatlas.](#), Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, *Aufl. Berlin u.a., Springer*, 8, 1997.
- [25] Web, R.L., [Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design](#), *Int. J. Heat Mass Tran.*, **24(4)**: 715-726 (1981).
- [26] Usui H., San k., Iwashita K., Isozaki A., Enhancement of Heat Transfer by a Combination of an Internally Grooved Rough Tube and a Twisted Tape., *Int. J. Chem. Eng.*, **26**: 97-104 (1986).
- [27] Karwa R., Sharma Ch., Karwa N., [Performance Evaluation Criterion at Equal Pumping Power for Enhanced Performance Heat Transfer Surfaces](#). *J. Sol. Energy*, **2013**: 9 (Article ID 370823) (2013).