

بررسی عددی سه‌بعدی اثر ملحقات بر انتقال حرارت و افت فشار در یک لوله

محمد رضا نظری^۱ و علی اکبر عالم رجبی^۲
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

(تاریخ دریافت: ۱۳۸۵/۰۱/۲۲؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۸۶/۰۷/۰۷)

چکیده

در این پژوهش، جریان سه‌بعدی همراه با انتقال حرارت در ناحیه ورودی یک لوله با الحاق قطعاتی در وسط لوله که توسط میله نازکی به هم وصل شده‌اند، در اعداد رینولدز مختلف (۴۵۰-۱۸۰۰) و عدد پرانتل ۰/۷۲ به صورت عددی بررسی شده است. در این مقاله، اطلاعاتی درباره شکل جریان و محاسبه انتقال حرارت و افت فشار برای رینولدزهای مختلف ارائه می‌شود. اثر تعداد قطعات و فاصله آنها از هم و همچنین ضخامت قطعه بررسی شده است. از روش حجم محدود برای انتقال معادلات حاکم به روابط جبری و از روش سیمپل سی برای تصحیح فشار استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از ملحقاتی با ضخامت کم، اثر بهتری در نسبت افزایش کلی داشته و نیز در جریان آرام شکل ملحقه تأثیر مستقیمی در افزایش راندمان حرارتی دارد. ملحقاتی با مقاطع مربع شکل که دارای گوشه هستند، باعث تولید گردابه‌های طولی و در نتیجه افزایش میزان انتقال حرارت می‌شوند.

واژه‌های کلیدی: انتقال حرارت، افت فشار، روش عددی، ملحقاتی در لوله

Investigation of Inserts' Effect on Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube

M.R. Nazari and A.A. Alemrajabi
Mech. Eng. Dep't., Isfahan Univ. of Tech.

ABSTRACT

In this work, Heat transfer and pressure drop for a three-dimensional flow in the entrance region of a pipe, which is equipped with one or more inserts, is numerically investigated. The inserts were inter-connected by a thin rod and were kept in the center of the pipe. The Reynolds number for the flow ranged between 450 to 1800 and the Prandtl number was 0.72. The number of inserts, the distance between them, and their axial length were the variables whose effects on the heat transfer and on the pressure drop were investigated. Finite volume method was employed to transfer the governing equations into algebraic ones. To evaluate simultaneous effects of the inserts on heat transfer and on pressure drop, an overall enhancement ratio (OER) was introduced and applied. The results show that in many cases, thinner inserts lead to a better OER's. Also, in laminar flows, the shape of the inserts affects OER. On the other hand, inserts with a square shape lead to longitudinal vortices, which increase OER.

Key Words: Heat Transfer, Pressure Drop, Numerical Method, Tube Inserts

فهرست علائم

D_h	قطر هیدرولیکی
H	اندازه ضلع ملحقه
l	فاصله بین دو ملحقه
p	فشار سیال
R^*	نسبت شعاعی ملحقه
T_{in}	دمای سیال ورودی
T_w	دمای دیواره لوله
t	ضخامت ملحقه
u_{in}	سرعت سیال ورودی
u	مؤلفه سرعت در راستای محور X
v	مؤلفه سرعت در راستای محور Y
w	مؤلفه سرعت در راستای محور Z

زیرنویس‌ها

i	داخلی
o	خارجی
w	دیوار
in	ورودی

مقدمه

در سال‌های اخیر هزینه بالای انرژی و مواد باعث شده تا کوشش‌هایی برای رسیدن به راندمان‌های بالاتر برای مبدل‌های حرارتی انجام گیرد. در بعضی موارد نیز مشابه کاربردهای فضایی، نیاز به مبدل‌هایی کوچک باعث تحقیق برای افزایش راندمان مبدل‌ها شده است. لذا افزایش انتقال حرارت در محدوده وسیعی از کاربردهای صنعتی از قبیل مبدل‌های حرارتی، سردخانه‌ها و صنایع خودرو سازی مورد بررسی و تحقیق قرار گرفته است. روش‌های مختلفی همانند روش الکتریکی یا میدان‌های آکوستیک، سطوح ارتعاش کننده، استفاده از سطوح با هندسه‌های خاص برای افزایش انتقال حرارت به کار می‌روند. تمام این روش‌ها به دو دسته کلی تقسیم می‌شوند: افزایش انتقال حرارت در جریان اصلی و افزایش انتقال حرارت در جریان ثانویه [۱]. تفاوت روش‌ها براساس نوع تأثیر آنها در جریان اعم از ایجاد وقفه در رشد لایه مرزی، ایجاد چرخش در جریان و افزایش ناپایداری است. یکی از روش‌های مورد استفاده در افزایش

انتقال حرارت، قرار دادن اجزا یا ملحقاتی در مسیر جریان است. الحاق نوار پیچ، فنر سیمی، ورق با هندسه‌های خاص و شبکه سیمی از جمله این قطعات اضافه شده در مسیر جریان هستند. الحاق یک ورق طولی با مقاطع مختلف در لوله‌های مبدل حرارتی یکی از روش‌های الحاقی است که توسط چن و ژیه [۲] مورد تحقیق قرار گرفته است. سولانکی [۳-۴] مطالعات تجربی و تئوری را روی جابه‌جایی اجباری در جریان در لوله با الحاق منشور چند ضلعی انجام داده است. او انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری را بین دو جسم که جسم بیرونی لوله دایروی و داخلی دارای مقطع چند ضلعی با شکل‌های مختلف بود، با استفاده از روش اجزای محدود تحلیل نمود. او همچنین توسعه هیدرودینامیکی و حرارتی جریان آرام با خواص ثابت سیال را مورد بررسی قرار داد. او لوله خارجی را عایق و قسمت داخلی را با شار حرارتی ثابت در نظر گرفت و منحنی‌های دما ثابت و عدد نوسلت را ترسیم نمود.

چن و ژیه [۵] مطالعه عددی را روی ترکیب جابه‌جایی آزاد و اجباری در جریان آرام در لوله افقی با الحاق میله‌ای با مقطع مربعی انجام دادند. آنها اثر الحاق تعدادی ورق با مقطع مستطیلی در افزایش انتقال حرارت در لوله را مورد بررسی قرار دادند. لوله مورد مطالعه در جهت محوری دارای شار حرارتی ثابت و در جهت محیطی دما ثابت بود. ورق الحاق شده به صورت آدیاباتیک و جریان توسعه یافته حرارتی و پایا در نظر گرفته شده بود. آثار نسبت هندسی ورق مستطیلی، نسبت شعاع دایره محیطی ورق مستطیلی به شعاع لوله روی افزایش انتقال حرارت و افت فشار مورد بررسی قرار گرفت. ژیه و ون [۶] حل عددی به روش اختلاف محدود همراه با سیستم منطبق بر بدنه برای جریان پایا و آرام به صورت سه بعدی در یک لوله افقی که در جهت محوری به طور یکنواخت گرم شده بود را با الحاق ورق‌های مختلف طولی و آدیاباتیک انجام دادند. آنها محاسبات پارامتری را برای تعیین اثر عدد رینولدز، عدد گراشف، نسبت طولی و نسبت شعاعی روی جریان‌های ثانویه ارائه دادند. همچنین خطوط جریان، منحنی‌های دما ثابت و منحنی‌های سرعت محوری را در جهت جریان ترسیم و ضریب اصطکاک محلی، عدد نوسلت و طول

نسبت پیچش المان را روی انتقال حرارت بررسی کرده و دریافته اند که با افزایش نسبت پیچش انتقال حرارت بیشتر می شود. گارسیا و همکارانش [۱۳] مکانیزمهای جریان در لوله ای که در آن سیم پیچ قرار داده شده بود را به صورت تجربی مورد تحقیق قرار دادند. آنها نشان دادند که قرار دادن سیم پیچ در لوله صاف باعث می شود که جریان گذار از حالت آرام به آشفته سریعتر به وقوع بپیوندد. عالم رجیبی و مرادی [۱۴] اثر دیسک را در جریان هوای عبوری از لوله ای با دمای دیواره ثابت به صورت تجربی بررسی کردند. آنها اثر زاویه دیسک نسبت به امتداد جریان و همچنین اثر تعداد و فاصله آنها را بر روی انتقال حرارت داخل لوله بررسی نمودند.

هدف پژوهش حاضر که با روش عددی انجام شده، بررسی آثار ملحقه با مقطع مربعی توپر و توخالی در رینولدزهای مختلف (۱۸۰۰ - ۴۵۰) است. در این تحقیق به بررسی چگونگی افزایش انتقال حرارت و افت فشار ناشی از این ملحقه پرداخته می شود. علاوه بر این اثر تغییر ضخامت (طول) و تعداد ملحقه بر انتقال حرارت و ضریب افزایش کلی بررسی می شود.

تشریح مسئله

همان گونه که در شکل ۱ مشاهده می شود، هندسه مسئله شامل یک لوله به طول D ۹/۵ که در داخل آن یک یا چند ورق با مقطع مربعی توسط میله ای بهم متصل هستند، می باشد. محور X در راستای جریان اصلی و در امتداد محور لوله است. مختصات X ، Y ، Z در شکل های ۲ و ۳ مشخص شده اند. جریان سیال، تراکم ناپذیر و با خواص ثابت فرض می شود. پارامترهای بدون بعد به صورت زیر تعریف می شوند:

$$Re = \frac{\rho U_{in} D_h}{\mu},$$

$$U = \frac{u}{U_{in}}, \quad V = \frac{v}{U_{in}}, \quad W = \frac{w}{U_{in}},$$

$$x = \frac{X}{D}, \quad y = \frac{Y}{D}, \quad z = \frac{Z}{D},$$

$$\theta = \frac{T - T_{in}}{T_w - T_{in}},$$

ورودی هیدرودینامیکی و حرارتی را تعیین نمودند. نتایج به دست آمده به خوبی با آزمایش مطابقت داشت.

مشخصه های انتقال حرارت و افت فشار جریان آرام آب در لوله های افقی با الحاق طولی به طور تجربی توسط ژیه و هانگ [۷] مورد مطالعه قرار گرفته است. آنها آزمایش را بر روی لوله هایی با ملحقه های با مقاطع مربعی، مستطیلی، و نیز صلیبی به علاوه با نسبت های طولی ۱ و ۴ و با نسبت های مختلف دماهای متوسط ورودی به دمای دیوار انجام دادند. آنها افزایش انتقال حرارت را در مقایسه با لوله ساده با ضریبی حدود ۱۶ به دست آوردند. در حالی که ضریب اصطکاک فقط با ضریبی حدود ۴/۵ افزایش پیدا کرد. با مشاهده این نتایج ساها و لانگیل [۸] برای آزمایش از ملحقه های مختلف با طول هایی کمتر از طول لوله و ملحقه های که با میله در فواصل منظم به هم متصل شده بود، استفاده نمودند. ساها و داتا [۹] و نیز ساها و همکارانش [۱۰] این تجربه را با نوار پیچها انجام داده بودند. یعنی به جای اینکه نوار پیچ را در کل لوله به کار برند، از المان های نواری با فاصله از هم و به طور منظم و متناوب استفاده کردند و نتایج بهتری را نسبت به حالتی که نوار پیچ در طول کل لوله قرار داشته باشد، به دست آوردند. ساها و لانگیل [۸] با ملحقه های طولی با مقاطع مستطیلی، مربعی و صلیبی، هم با طولی برابر طول لوله و هم با طول کوتاه آزمایش هایی انجام دادند. همچنین آنها از الحاق المان های طولی که با میله ای نازک به هم متصل شده بود، استفاده نمودند. نتایج تجربی که برای ضریب اصطکاک و عدد نوسلت برای جایگذاری های تمام طول، با طول کوتاه و المان های منظم به دست آمد، نشان داد که المان های منظم کارایی و راندمان تجربی بهتری را نشان می دهند. به طوری که عدد نوسلت بین ۱۵ تا ۷۵ درصد افزایش و ضریب اصطکاک نیز بین ۱ تا ۳۵ درصد افزایش نشان می داد. یامسا و پرومونگ [۱۱] تاثیر نوار پیچ را در افزایش انتقال حرارت در لوله به صورت تجربی مورد آزمایش قرار دادند. آنها دریافته اند که نوار پیچ باعث ایجاد جریان چرخشی و افزایش انتقال حرارت می گردد. سیواشاموگام و سورش [۱۲] تحقیقات تجربی برای بررسی افزایش انتقال حرارت و افت فشار در لوله دایره ای با المان های نواری به شکل مارپیچ انجام دادند. آنها همچنین اثر افزایش و کاهش

روش حل

در حل عددی از برنامه CALC-BFC برای جریان سه بعدی در حل حاضر استفاده شده است [۱۵]. برنامه رایانه‌ای از روش حجم محدود بر اساس تکنیک سیمپل سی و از شبکه هم مکان استفاده شده است. مسئله نسبت به زمان به طور ضمنی بوده و روش کرانک نیکلسون مرتبه دوم مورد استفاده قرار گرفته است. ترم جابه‌جایی با استفاده از روش هایبرید^۱ منفصل شده است.

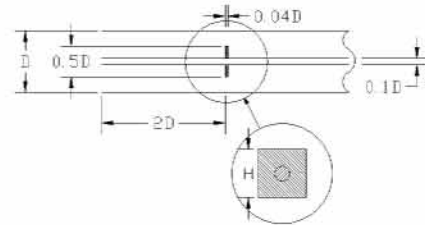
محاسبات زمان پیمایشی^۲ با سیال در حال سکون شروع شده و با گام زمانی بدون بعد ثابت $\Delta t = 0.01$ انجام می‌گیرد. در هنگام تکرار، همگرایی در انتهای هر تکرار بر اساس معیار باقیمانده چشمه‌ها بررسی می‌شود. این معیار با مجموع قدر مطلق باقیمانده چشمه در هر یک از المان‌های حجم در میدان محاسباتی برای تمام معادلات حجم محدود مقایسه می‌شود. باقیمانده‌ها برای معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به ترتیب با شار جرم ورودی، شار مومنتوم و شار انرژی جابه‌جایی نرمالیزه می‌شوند. معیار همگرایی 0.001 در نظر گرفته شده است.

جریان در ورودی یکنواخت ($V = W = \theta = 0$)، $U = 1$ در نظر گرفته شده است. در خروجی شرط مرزی جابه‌جایی ($\partial U / \partial t + U_{in} \partial U / \partial x = 0$) برای مولفه سرعت در جهت اصلی جریان مورد استفاده قرار گرفته است. برای تعیین این شرط از مراجع [۱۷-۱۸] استفاده شده است. از شرط مرزی نیومن برای V ، W و θ در خروجی و از شرط عدم لغزش روی دیواره لوله و بدنه ملحقه استفاده شده است. درجه حرارت بدون بعد در دیواره لوله برابر یک ($\theta = 1$) و ملحقه عایق در نظر گرفته شده است (قطعه و میله وسط لوله ایزوله فرض می‌شود). فشار روی مرزها با استفاده از مقادیر فشار در دو گره مجاور میان‌یابی می‌شوند.

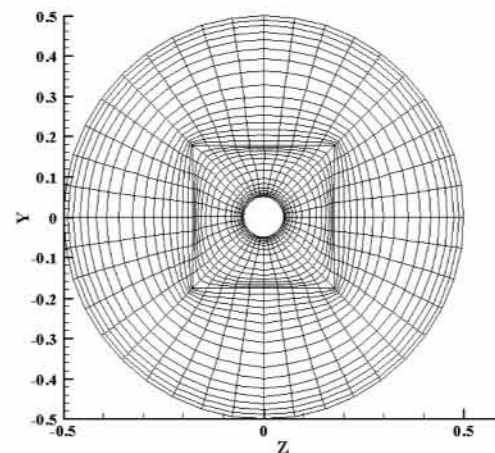
اساس روش حل این است که دامنه پیچیده جریان در فضای فیزیکی، به یک دامنه ساده مستطیلی در فضای محاسباتی توسط یک انتقال مختصات منحنی‌الخط تبدیل می‌شود. به عبارتی سیستم مختصات کارتیزین (x_i) در

$$P = \frac{P}{\rho U_{in}^2},$$

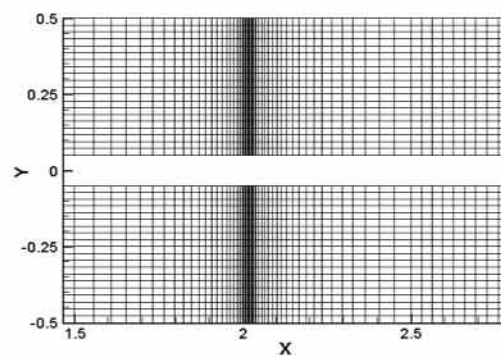
$$R^* = \frac{\sqrt{2} \times H}{D}.$$



شکل (۱): شمای یک برش در امتداد محور لوله با الحاق یک ملحقه در آن.



شکل (۲): شبکه بیضوی ایجاد شده در مقطع لوله.



شکل (۳): شبکه ایجاد شده در صفحه x-y در نزدیکی یکی از ملحقه‌ها.

1- Hybrid
2-Time Marching

حل، برای پایداری از ضریب مادون تخفیف¹ استفاده می شود.

نتایج و بحث

جریان سه بعدی ناپایا در ناحیه ورودی یک لوله که در روی محور آن تعدادی ملحقه توسط میله ای به هم وصل شده اند در اعداد رینولدز $Re = 450 - 1,800$ و عدد پرانتل $Pr = 0.72$ مورد بررسی قرار گرفته است. مقادیری همچون دمای بی بعد، فشار و میدان سرعت در هنگام حل محاسبه می گردند. عدد نوسلت محلی برحسب گرادیان دما در دیواره لوله به صورت زیر به دست می آید:

$$Nu(x, \beta) = \frac{h_x D}{k} = - \frac{2}{(1-\theta_b)} \left(\frac{\partial \theta}{\partial r^+} \right) \Big|_{r^+=1}, \quad (1)$$

$$r^+ = r/r_0,$$

که در آن، h_x و k به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابه جایی محلی و ضریب انتقال حرارت هدایتی و θ_b دمای متوسط است. با توجه به اینکه $0 \leq \beta \leq 2\pi$ و $ds = r_0 d\beta$ عدد نوسلت متوسط در هر مقطع از جریان عبوری $Nu(x)$ و عدد نوسلت متوسط کل Nu به صورت زیر به دست می آید:

$$Nu(x) = \frac{\int Nu(x, \beta) ds}{\int ds}, \quad (2)$$

$$Nu = \frac{\iint Nu(x, \beta) ds dx}{\iint ds dx}. \quad (3)$$

فشار متوسط در هر مقطع $P(x)$ ، دمای متوسط $\theta_b(x)$ و ضریب اصطکاک ظاهری f ، از رابطه های زیر به دست می آیند:

$$P(x) = \frac{\iint P(x, r, \beta) \pi r dr ds}{\iint \pi r dr ds}, \quad (4)$$

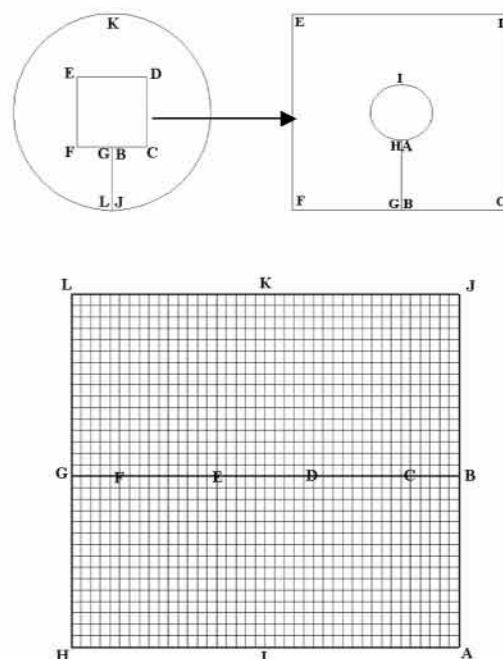
$$\theta_b(x) = \frac{\iint \theta(x, r, \beta) u(x, r, \beta) \pi r ds dr}{\iint u(x, r, \beta) \pi r ds dr}, \quad (5)$$

$$f = \frac{\Delta P}{0.5 \rho U_{in}^2} \frac{A_0}{A}, \quad (6)$$

که در آن، A_0 و A به ترتیب مساحت سطح مقطع و مساحت سطح کل هستند. در ابتدا برای اطمینان از صحت عملکرد برنامه عددی، برنامه برای لوله خالی اجرا شد که

دامنه فیزیکی به سیستم غیرمتعامد در حالت کلی (ζ_i) تبدیل می شود.

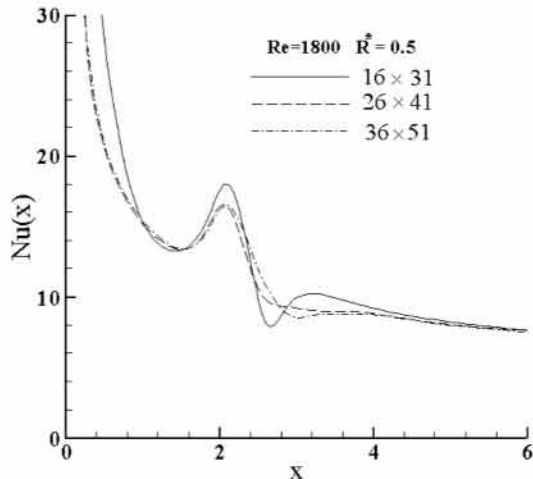
شکل های ۲ و ۳ شبکه ایجاد شده به ترتیب در مقطع لوله (شبکه در صفحه Y-Z) و در راستای محور لوله (شبکه در صفحه X-Y) را نشان می دهند. شبکه ایجاد شده در مقطع لوله شبکه بیضوی بوده که چگونگی تبدیل فضای فیزیکی به محاسباتی در شکل ۴ نشان داده شده است.



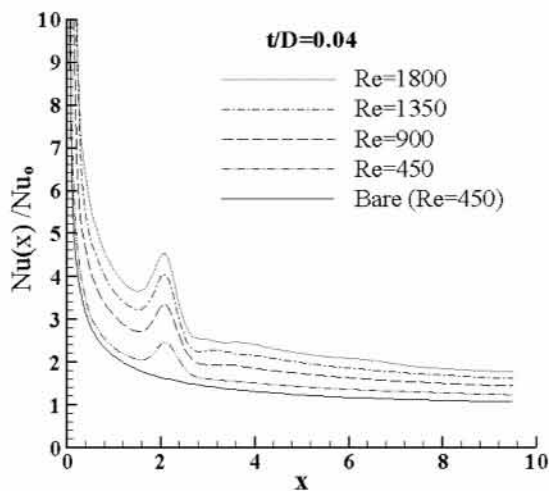
شکل (۴): انتقال از فضای فیزیکی (شکل های بالا) به فضای محاسباتی (شکل پایین).

معادلات ممنتوم برای مؤلفه های سرعت U ، V و W در جهت های ثابت مختصات کارتزین در یک شبکه هم مکان حل می شوند. این بدان معنی است که تمام متغیرها در مرکز حجم کنترل ذخیره می شوند. این روش توسط رای و چو [۱۹] پیشنهاد و به کار بسته شد. سپس توسط برنز و ویلکز [۲۰]، ماجومدار [۲۱]، پریک و همکارانش [۲۲] و میلر و اشمیت [۲۳] مورد استفاده قرار گرفته است. حل تکراری معادلات منفصل شده به طور مجزا صورت می گیرد، به این صورت که ابتدا معادلات مومنتوم حل و سپس تصحیح فشار انجام می شود. حل هر سری از معادلات توسط ماتریس بلوکی سه قطری انجام می شود. در هنگام

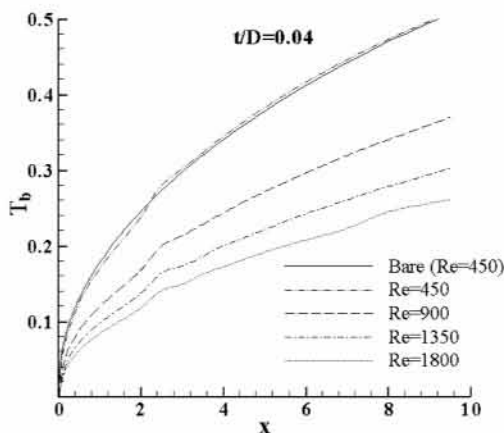
1- Under-relaxation



شکل (۶): منحنی تغییرات عدد نوسلت برای تعیین تعداد نقاط بهینه برای شبکه.



شکل (۷): منحنی تغییرات عدد نوسلت محلی در امتداد محور لوله در رینولدزهای مختلف.

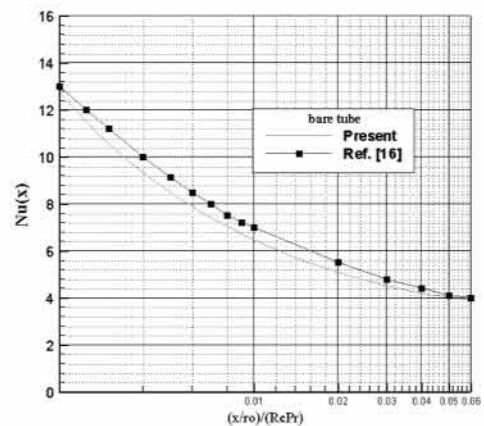


شکل (۸): منحنی تغییرات دمای متوسط در امتداد محور لوله در رینولدزهای مختلف.

نتایج آن در شکل ۵ با نتایج مرجع [۱۶] مقایسه شده است.

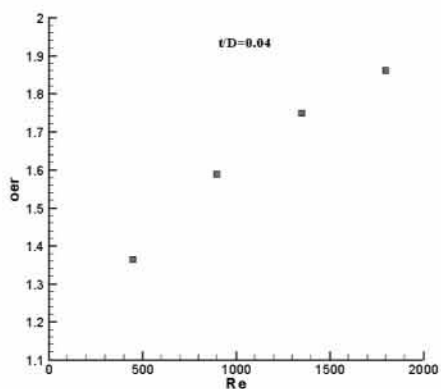
برای بررسی اثر ملحقه بر انتقال حرارت و افت فشار در جریان داخل لوله، ابتدا از یک ملحقه با مقطع مربع شکل در فاصله دو برابر قطر لوله از ابتدای لوله استفاده شد (شکل ۱). برای تولید شبکه از نوع ساختار یافته از دو شبکه بیضوی متداخل در صفحه Y-Z برای حل عددی جایگذاری ملحقه با مقطع مربعی استفاده شد (شکل ۲). در امتداد جای گذاری لوله از یک نوع توزیع هذلولی استفاده شده به طوری که در نزدیکی ملحقه و در ابتدای لوله فاصله نقاط شبکه تقریباً ۰/۰۱ در نظر گرفته شد (شکل ۳). برای یافتن تعداد نقاط بهینه در مقطع لوله با سه نوع شبکه برنامه اجرا گردید. در شکل ۶ نتایج حاصل برای سه نوع توزیع رسم شده است. از این رو با توجه به نتیجه حاصل تعداد نقاط در صفحه (Y-Z) ۲۶×۴۱ تعیین شد.

نتایج حاصل از حل عددی برای یک ملحقه با مقطع مربع شکل در زیر شرح داده شده است. در شکل ۷ منحنی نوسلت محلی برای چهار عدد رینولدز مختلف نسبت به طول لوله رسم شده است. منحنی‌ها نشان می‌دهند که اولاً در محل ملحقه نوسلت محلی افزایش یافته و ثانیاً با افزایش عدد رینولدز این افزایش در عدد نوسلت در محل ملحقه بیشتر می‌شود. وجود ملحقه باعث وقفه در رشد لایه مرزی حرارتی شده و باعث افزایش عدد نوسلت در محل ملحقه می‌شود. در شکل مذکور منحنی عدد نوسلت برای لوله خالی در عدد رینولدز ۴۵ نیز اضافه شده است.

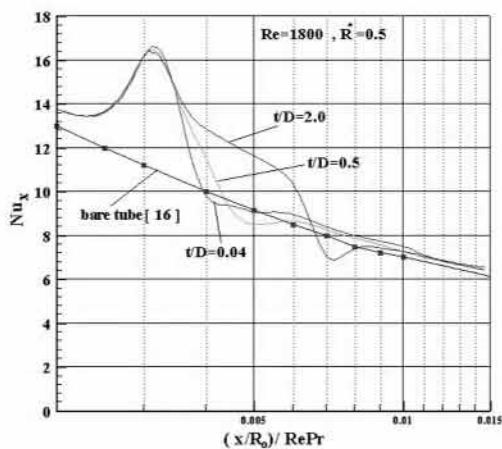


شکل (۹): مقایسه نتیجه حاصل از حل عددی با نتایج دیگران برای لوله خالی.

طول کوتاه نتایج بهتری را به دست می‌دهد، لذا در این پژوهش نیز ملحقاتی با طول کوتاه در نظر گرفته شد. ساها برای طول‌های به اندازه دو برابر قطر لوله افزایش انتقال حرارت و افت فشار را به صورت تجربی بیان نمود. در اینجا نیز ابتدا نتایج ملحقه‌ای با سه طول متفاوت (ضخامت ملحقه) یعنی $0.4D$ ، $0.5D$ و $2D$ بررسی گردید. شکل‌های ۱۱-۱۲ به ترتیب تغییرات عدد نوسلت محلی و افت فشار را در طول لوله و طول ملحقه در عدد رینولدز 1800 نشان می‌دهند. منحنی‌ها نشان دهنده افزایش نوسلت و افزایش افت فشار با افزایش طول ملحقه هستند. برای بررسی بهتر اثر طول ملحقه برای طول‌های $0.4D$ و $0.5D$ ، نتایج عددی در چند عدد رینولدز بررسی و برای نتیجه‌گیری پارامتر نسبت افزایش کلی آنها با هم مقایسه شدند.



شکل (۱۰): تغییرات نسبت افزایش کلی برای یک ملحقه با مقطع مربعی.

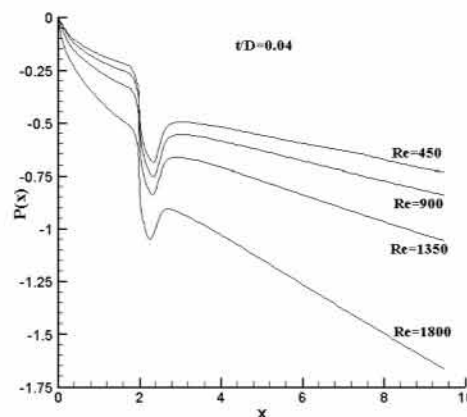


شکل (۱۱): اثر ضخامت ملحقه بر نوسلت محلی.

مقایسه منحنی عدد نوسلت لوله خالی و عدد نوسلت لوله با ملحقه در عدد رینولدز 450 نشان می‌دهد که در محل ملحقه افزایش انتقال حرارت صورت گرفته است. در شکل‌های ۹-۸ به ترتیب تغییرات دمای متوسط و فشار در امتداد لوله نشان داده شده است. منحنی‌های تغییرات دما و فشار نشان می‌دهند که در محل ملحقه افزایش دما و افت فشار بیشتری وجود دارد.

افزایش همزمان نوسلت و افت فشار در محل ملحقه باعث می‌شود که افزایش نوسلت تحت تاثیر افت فشار قرار گیرد و از اینرو نیاز به بررسی تغییرات توأم این دو پارامتر در یک پارامتر است. این پارامتر نسبت افزایش کلی^۱ است که چنین تعریف می‌شود:

$$OER = \left(\frac{Nu / Nu_o}{(f / f_o)^{1/3}} \right) \quad (7)$$

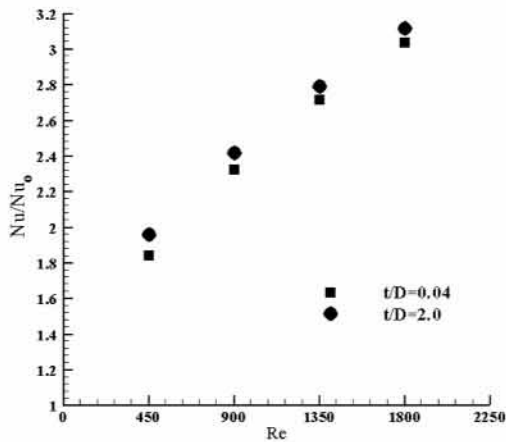


شکل (۹): منحنی تغییرات فشار در امتداد محور لوله در رینولدزهای مختلف.

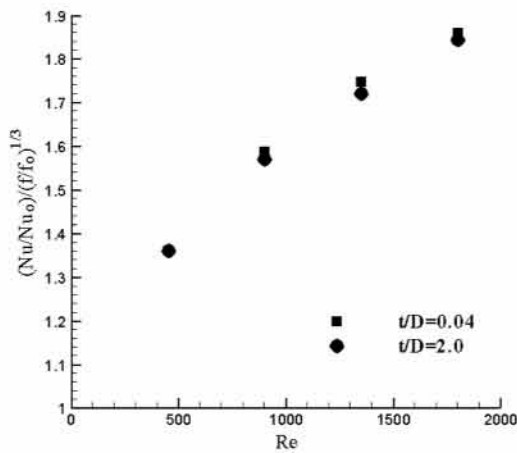
تغییرات این پارامتر در شکل ۱۰ نشان داده شده است. در این شکل مشاهده می‌شود که نسبت افزایش کلی همواره بالاتر از یک بوده که نشان دهنده تأثیر مطلوب ملحقه است. همچنین با افزایش عدد رینولدز این پارامتر و در نتیجه اثر ملحقه بیشتر می‌شود.

همان گونه که در مقدمه ذکر شد، ژیه [۷] از اجسامی در تمام طول لوله برای افزایش انتقال حرارت استفاده کرد. ساها [۸] نشان داد به جای استفاده از اجسامی در تمامی طول لوله، به کار بردن اجسام کوچکتری مانند ملحقاتی با

1- Overall Enhancement Ratio



شکل (۱۴): تغییرات متوسط مکانی عدد نوسلت.

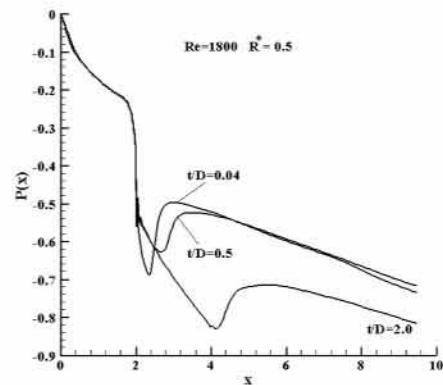


شکل (۱۵): نسبت افزایش کلی برحسب عدد رینولدز.

جدول (۱): نتایج حل عددی در عدد رینولدز ۱۸۰۰.

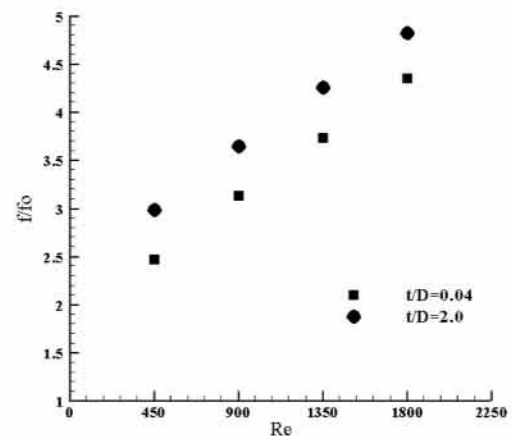
$\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}$	f/f_0	Nu/Nu_0	ضخامت	R^*
۱/۸۶۰۶	۴/۳۴۸	۳/۰۳۶۹	۰/۰۴D	۰/۵
۱/۸۶۰۸	۴/۳۵۹	۳/۰۳۹۸	۰/۵D	۰/۵
۱/۸۴۳۵	۴/۸۳۱	۳/۱۱۶۴	۲/۰D	۰/۵
۱/۷۴۶۵	۸/۰۱۸	۳/۴۹۵۶	۰/۰۴D	۰/۷۵

$$f_0 = 16/R_e, \quad Nu_0 = 3/657$$

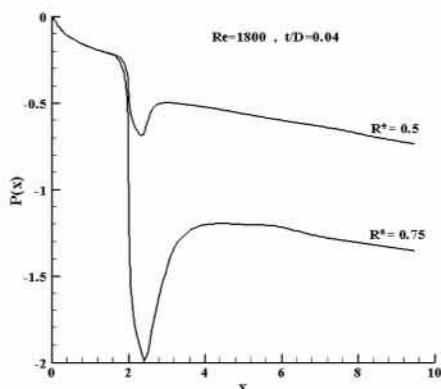


شکل (۱۳): اثر ضخامت ملحقه بر تغییرات فشار.

در شکل ۱۳ تغییرات نسبت ضریب اصطکاک ظاهری بر حسب عدد رینولدز رسم شده که نشان دهنده افزایش آن با افزایش طول ملحقه در هر عدد رینولدز است. شکل ۱۴ تغییرات نوسلت متوسط در رینولدزهای مختلف رسم شده که نشان می‌دهد در هر عدد رینولدز، نوسلت متوسط با افزایش طول ملحقه افزایش یافته است. در نهایت آنچه که باعث انتخاب طول برای ملحقه می‌شود، نتایج مربوط به نسبت افزایش کلی است. در شکل ۱۵ نسبت افزایش کلی برای دو طول ملحقه در اعداد رینولدز مختلف نشان داده شده که بیانگر این است که حدوداً مقادیر یکی بوده و حتی در بعضی مواقع طول کمتر، نتیجه بهتری را به دست می‌دهد. از این رو، طول انتخابی برای ملحقه $0.4D$ در نظر گرفته شد.

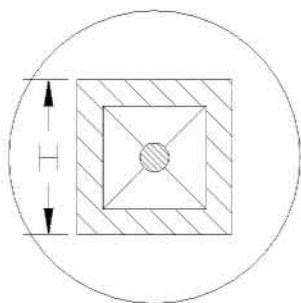


شکل (۱۲): تغییرات متوسط مکانی ضریب اصطکاک ظاهری (f).



شکل (۱۷): تغییرات فشار برای دو نسبت شعاعی ملحقه.

برای تعیین شکل بهینه در مقطع مربعی توخالی نسبت‌های شعاعی درونی (R_i^*) و بیرونی (R_o^*) مختلفی انتخاب و برنامه رایانه‌ای برای آنها اجرا شد. نتیجه محاسبات در جدول ۲ نشان داده شده است.



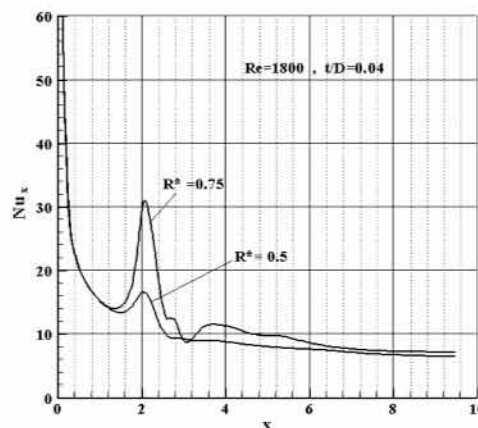
شکل (۱۸): شمای مقطعی از لوله که ملحقه با مقطع مربعی توخالی در آن قرار گرفته است.

جدول (۲): نتایج حل عددی برای نسبت‌های شعاعی مختلف.

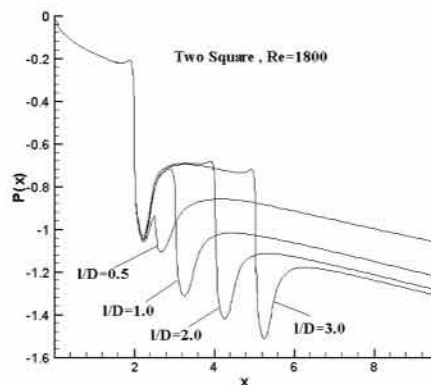
$\frac{Nu / Nu_o}{(f / f_o)^{1/3}}$	f / f_o	Nu / Nu_o	R_o^*	R_i^*	حالت
۱/۸۲۸	۶/۲۸۴	۳/۳۷۴	۰/۷۵	۰/۴۵	۵
۱/۸۵۳	۵/۷۰۸	۳/۳۱۲	۰/۷۵	۰/۵	۶
۱/۸۴۹	۵/۱۸۳	۳/۲۰۱	۰/۷۵	۰/۵۶	۷
۱/۸۳۹	۶/۶۷۴	۳/۴۶۳	۰/۸	۰/۵	۸
۱/۸۳۵	۵/۹۸۸	۳/۳۳۳	۰/۸	۰/۵۶	۹
۱/۷۵۸	۷/۹۹۲	۳/۵۱۶	۰/۸۵	۰/۵	۱۰
۱/۶۳۹	۷/۱۷۸	۳/۱۶۱	۱/۰	۰/۷۵	۱۱

مرحله بعدی برای ملحقه، تعیین نسبت شعاعی مناسب (R^*) برای آن است. نتایج حاصل از حل عددی برای سه ضخامت (طول ملحقه) مختلف و دو نسبت شعاعی مختلف در جدول ۱ آمده است. در شکل‌های ۱۶-۱۷ به ترتیب تغییرات عدد نوسلت محلی و افت فشار برای دو نسبت شعاعی نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهند که با تغییر نسبت شعاعی از ۰/۵ به ۰/۷۵ نوسلت متوسط به اندازه قابل توجهی بیشتر می‌شود و افت فشار نیز به همان نسبت افزایش می‌یابد، به طوری که در مجموع نسبت افزایش کلی برای نسبت شعاعی ۰/۷۵ کمتر می‌شود. لذا نتیجه کلی که می‌توان گرفت این است که چنانچه افت فشار اهمیت چندانی نداشته باشد انتخاب نسبت شعاعی بالاتر بهتر است. از طرفی اگر افت فشار هم به مانند افزایش انتقال حرارت اهمیت داشته باشد، باید شکل مقطع را به گونه‌ای انتخاب کرد که فاصله دیواره لوله تا ملحقه کمتر باشد (مشابه نسبت شعاعی ۰/۷۵). علت امر این است که با نسبت شعاعی بیشتر ایجاد وقفه در رشد لایه مرزی بهتر انجام می‌شود.

از مطالبی که بیان شد، می‌توان به این نتیجه رسید که انتخاب ملحقه‌ای با مقطع مربعی توخالی شکل ۱۸ مناسب است، زیرا هم افت فشار کمتری نسبت به حالت ۰/۷۵ دارد و هم فاصله ملحقه تا دیواره لوله به اندازه فاصله نسبت شعاعی ۰/۷۵ تا دیواره است.



شکل (۱۶): تغییرات عدد نوسلت محلی برای دو نسبت شعاعی ملحقه.



شکل (۲۰): اثر فاصله بین دو ملحقه بر تغییرات فشار.

با تعیین فاصله بهینه ($2D$)، حداکثر ۴ ملحقه می‌توان در لوله‌ای به طول $9/5D$ جایگذاری کرد. جدول ۴ نتایج حاصل از حل عددی برای چهار ملحقه بیان شده است. نتایج جدول نشان می‌دهند که با افزایش عدد رینولدز هم انتقال حرارت و هم افت فشار افزایش می‌یابند، ولی در نهایت نسبت افزایش کلی با افزایش عدد رینولدز افزایش یافته است.

جدول (۴): نتایج حاصل از حل عددی برای حالت چهار

ملحقه به فاصله $2D$ از هم ($R_i^* = 0.5$, $R_o^* = 0.75$).

حالت	Re	Nu/Nu_o	f/f_o	$\frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}}$
۱۶	۴۵۰	۲/۳۱۸	۵/۳۹۶	۱/۳۲۲
۱۷	۹۰۰	۳/۰۴۷	۷/۶۷۶	۱/۵۴۵
۱۸	۱۳۵۰	۳/۶۳۵	۹/۷۱۸	۱/۷۰۳
۱۹	۱۸۰۰	۴/۱۱۹	۱۱/۸۱	۱/۸۰۸

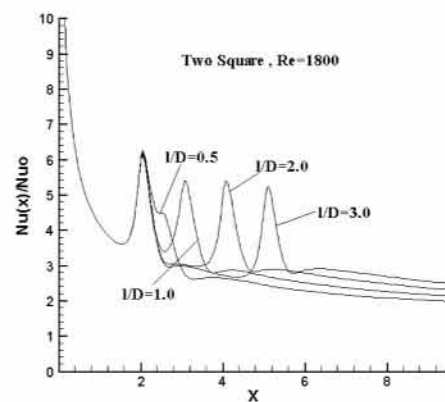
شکل‌های ۲۱-۲۲ به ترتیب تغییرات عدد نوسلت محلی و تغییرات فشار را برای حالت چهار ملحقه با فاصله $2D$ از هم نشان می‌دهند. منحنی‌ها نشان دهنده افزایش عدد نوسلت و همچنین افزایش افت فشار در محل ملحقات هستند. در شکل ۲۱ مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز در محل ملحقه عدد نوسلت بیشتر افزایش یافته است. این نشان می‌دهد که تأثیر ملحقه در رینولدزهای بالاتر بیشتر است.

از بین حالت‌های ارائه شده، حالت‌های ۶ و ۷ دارای نسبت افزایش کلی بیشتری هستند. از میان دو حالت ۶ و ۷، حالت ۶ نوسلت متوسط بهتری دارد. لذا با توجه به نتایج به دست آمده، حالت ۶ برای ادامه حل انتخاب گردید. در مرحله بعد، حل برای دو ملحقه با فواصل مختلف انجام شد. برای این حالت فاصله بین دو ملحقه $0/5$ ، $1/0$ ، $2/0$ و $3/0$ برابر قطر لوله انتخاب گردید که نتایج آن در جدول ۳ آمده است. با توجه به نتایج، فاصله $2D$ انتخاب گردید.

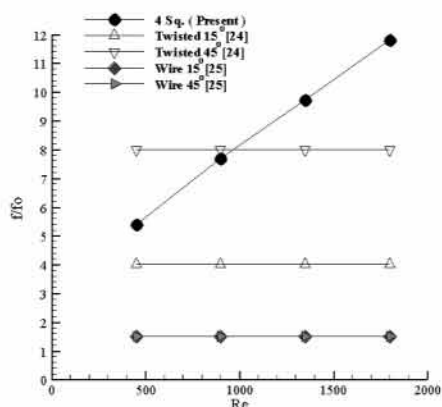
شکل‌های ۱۹-۲۰ به ترتیب تغییرات عدد نوسلت محلی و افت فشار برای فواصل مختلف بین دو ملحقه را نشان می‌دهند. همان‌گونه که در شکل ۱۹ مشاهده می‌شود، برای فاصله $0/5D$ ملحقه دوم اثری در افزایش انتقال حرارت ندارد. برای فاصله $1D$ نیز مقدار افزایش عدد نوسلت ملحقه دوم کمتر از حالت $2D$ است. در شکل ۲۰ مشاهده می‌شود که با افزایش فاصله بین دو ملحقه، مقدار افت فشار نیز زیادتر می‌شود. در نهایت نسبت افزایش کلی تعیین کننده فاصله بهینه مورد نظر است.

جدول (۳): نتایج حل عددی در عدد رینولدز $1,800$ ($R_i^* = 0.5$, $R_o^* = 0.75$)

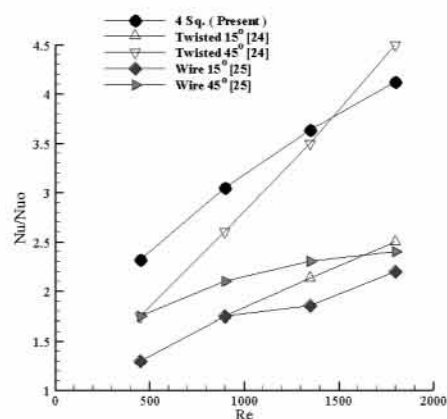
حالت	فاصله	Nu/Nu_o	f/f_o	$\frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}}$
۱۲	$0/5 D$	۳/۳۰۰	۶/۲۶۳	۱/۷۹۰
۱۳	$1/0 D$	۳/۵۰۹	۷/۲۱۲	۱/۸۱۶
۱۴	$2/0 D$	۳/۶۱۹	۷/۵۸۳	۱/۸۴۲
۱۵	$3/0 D$	۳/۶۵۱	۷/۷۳۵	۱/۸۴۶



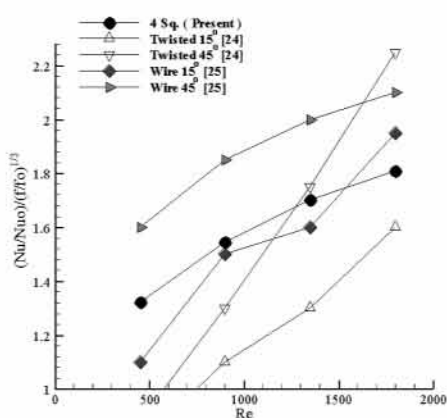
شکل (۱۹): اثر فاصله بین دو ملحقه بر تغییرات عدد نوسلت محلی.



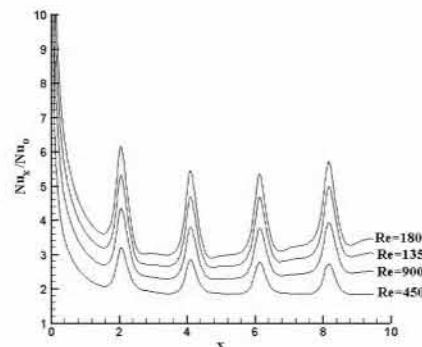
شکل (۲۳): مقایسه تغییرات متوسط زمانی و مکانی ضریب اصطکاک ظاهری با نتایج دیگران.



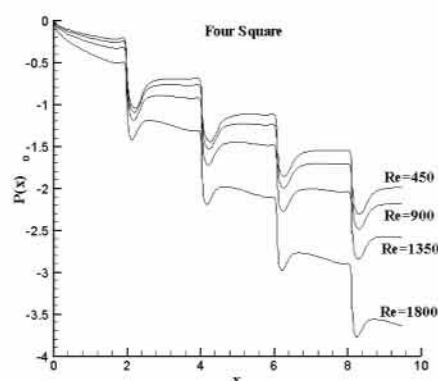
شکل (۲۴): مقایسه تغییرات متوسط زمانی و مکانی عدد نوسلت با نتایج دیگران.



شکل (۲۵): مقایسه نسبت افزایش کلی با نتایج دیگران. ملحقات.



شکل (۲۱): تغییرات عدد نوسلت محلی برای حالت چهار ملحقه در رینولدزهای مختلف.



شکل (۲۲): تغییرات فشار برای حالت چهار ملحقه.

در شکل های ۲۳-۲۵ نتایج حاصل از حل عددی حاضر برای چهار ملحقه با نتایج به دست آمده با ملحقاتی دیگر همچون نوارپیچ و سیم پیچ مقایسه شده است [۲۶]. در شکل ۲۳ ضرایب اصطکاک ظاهری مقایسه شده است. نتایج نشان می دهند که ضریب اصطکاک محاسبه شده در حل عددی حاضر برای چهار ملحقه بیشتر از سایر ملحقه ها است ولی در مقابل در شکل ۲۴ نتایج نشان می دهند که در تمامی رینولدزها نتایج حل عددی حاضر برای عدد نوسلت افزایش بیشتری دارد. شکل ۲۵ مقایسه نسبت افزایش کلی بر مبنای حل عددی حاضر برای چهار ملحقه و سایر ملحقات را نشان می دهد که فقط سیم پیچ به دلیل اینکه افت فشار کمی ایجاد می کند، نسبت افزایش بهتری دارد و در سایر موارد با این که افت فشار ملحقه به کار رفته در این بررسی بیشتر از سایر ملحقات است، نسبت افزایش کلی نسبتاً بیشتری دارد.

جمع بندی

در این پژوهش، جریان سه بعدی همراه با انتقال حرارت در ناحیه ورودی یک لوله با الحاق قطعاتی در وسط لوله که توسط میله نازکی به هم وصل شده‌اند، در اعداد رینولدز مختلف و عدد پرانتل ثابت به صورت عددی بررسی شده است. با توجه به نتایج به دست آمده برای استفاده از ملحقه در لوله جهت افزایش انتقال حرارت توأم با کمترین مقدار افت فشار یا به بیان دیگر برای بیشترین نسبت افزایش کلی می‌توان گفت:

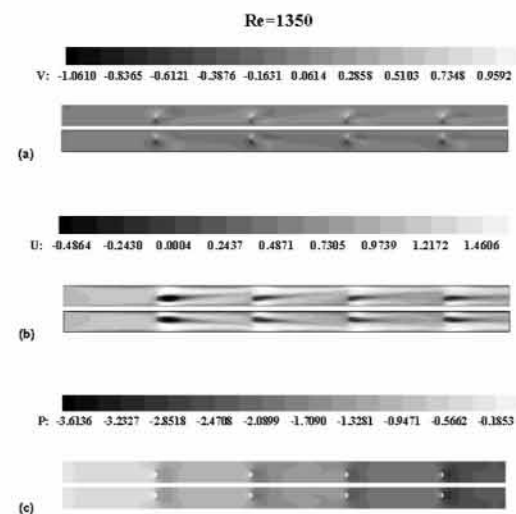
۱- نظر به این که بیشترین افزایش انتقال حرارت بلافاصله پس از برخورد جریان با ملحقه روی می‌دهد، به جای استفاده از ملحقاتی با طولی برابر طول لوله یا ملحقاتی با طول‌هایی به اندازه چند برابر قطر لوله بایستی از ملحقاتی با طول خیلی کمتر از قطر لوله یا به بیان دیگر با ضخامت کم استفاده نمود،

۲- از آنجایی که در جریان آرام مقاومت حرارتی غالب محدود به لایه مرزی نیست، استفاده از ملحقه‌ای که باعث اختلاط بیشتر جریان اصلی شود، مفیدتر خواهد بود،

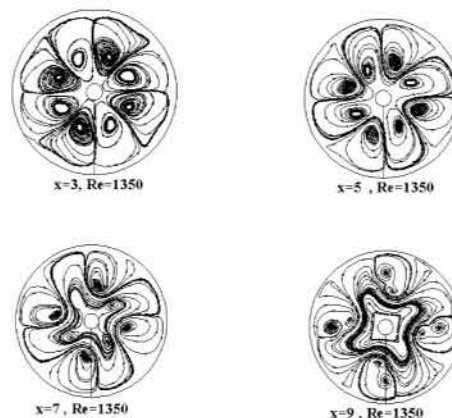
۳- با توجه به این که قرار گرفتن ملحقه در مسیر اصلی جریان، در وسط لوله افت فشار زیادی ایجاد می‌کند برای به دست آوردن نسبت افزایش کلی مناسب به طوری که هم انتقال حرارت افزایش یابد و هم افت فشار زیادی ایجاد نشود، ملحقه توخالی نسبت به ملحقه توپر اثر بهتری دارد. همان گونه که نتایج نشان می‌دهند بهترین نوع ملحقه برای افزایش بیشتر انتقال حرارت با کمترین افت فشار ملحقات توخالی است و

۴- برای اختلاط بیشتر جریان، باید شکل ملحقات به گونه‌ای باشد که گردابه طولی ایجاد کند. وجود گردابه طولی هم باعث اختلاط جریان می‌شود و هم افت فشار ناچیزی ایجاد می‌کند. برای ایجاد گردابه‌های طولی (گردابه‌هایی که محور گردابه هم جهت با محور لوله است) باید از ملحقاتی استفاده شود که مانند ملحقه مربعی شکل دارای گوشه باشند.

در شکل ۲۶ خطوط هم‌سرعت و هم‌فشار در یک برش از مقطع طولی رسم شده است. در این شکل، تغییرات سرعت و فشار در پشت ملحقات به وضوح مشاهده می‌شود. در محل ملحقات افزایش سرعت باعث می‌شود تا رشد لایه مرزی به تعویق بیفتد و از این رو باعث افزایش انتقال حرارت می‌گردد. در شکل ۲۷ خطوط جریان در چند مقطع پشت ملحقه در صفحه $Y-Z$ نشان داده شده است. گردابه‌های طولی به وجود آمده ناشی از وجود ملحقات باعث افزایش اختلاط جریان سرد و گرم شده و در نتیجه باعث افزایش انتقال حرارت می‌گردند.



شکل (۲۶): (الف) سطوح هم‌سرعت برای مؤلفه سرعت V ، (ب) سطوح هم‌سرعت برای مؤلفه محوری سرعت (U) و (ج) سطوح هم‌فشار در یک برش در جهت محور لوله با چهار ملحقه به فاصله $2D$ از هم.



شکل (۲۷): خطوط جریان در مقاطعی از لوله در پشت ملحقات.

13. Garcia, A., Solano, J.P., Vicente, P.G., and Viedma, A. "Flow Pattern Assessment in Tubes with Wire Coil Inserts in Laminar and Transition Regimes", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 28, No. 4, pp. 516 – 525 , 2007.
14. Alemrajabi, A.A. and Moradi, G.R. "Effect of Inclined Disks on Heat Transfer in a Tube of Constant Wall Temperature", *Heat Transfer Eng.*, Vol. 28, No. 4, pp. 1023 – 1031, 2007.
15. Davidson L., and Farhanieh, B., "CALC-BFC: "A Finite-volume Code Employing Collocated Variable Arrangement and Cartesian Velocity Components for Computation of Fluid Flow and Heat Transfer in Complex 3-D Geometries", Rept. 95/11, Dep't. Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers Univ. of Technology, Gothenburg, 1995.
16. Rohsenow, W.M. and Hartnett, J.P. "Handbook of Heat Transfer", McGraw Hill, New York, 1998.
17. Ferziger, J.H. and Peric, M. "Computational Methods for Fluid Dynamics", Springer-verlag Berlin Heidelberg, New York, 1997.
18. Sohankar A. and Davidson, L. "Effect of Inclined Vortex Generators on Heat Transfer Enhancement in a 3-D Channel", *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 39, No. 1, pp. 433-448, 2001.
19. Rhie, C.M. and Chow, W.L. "Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation", *AIAA J.*, Vol. 2, No. 2, pp. 1525-1532, 1983.
20. Burns A.D. and Wilkes, N.S. "A Finite Difference Method for the Computation of Fluid Flow in Complex 3-D Geometries", AERE-R, 12342, Harwell Laboratory, U.K., 1986.
21. Majumdar, S. "Developing of a Finite Volume Procedure for Prediction of Fluid Flow Problems with Complex Irregular Boundaries", SFB 210/T/29, Univ. Karlsruhe, 1986.
22. Peric, M., Kessler, R., and Scheuerer, G. "Comparison of Finite Volume Numerical Methods with Staggered and Collocated Grids", *J. Comput. Fluid*, Vol. 16, No. 4, pp. 389-403, 1988.
23. Miller, T.F. and Schmidt, F.W. "Use of a Pressure-weighted Interpolation Method for the Solution of the Incompressible Navire Stokes Equations on a Non-staggered System", *Num. Heat Transfer*, Vol. 14, No. 1, pp. 213-233, 1988.
24. Manglik, R.M. and Bergles, A.E. "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-tape Inserts in Isothermal Tubes, Part 1. Laminar Flow", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 115, No. 4, pp. 881–889, 1993.
25. Uttarwar, S.B. and Raja. R.M. "Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts", *Transactions of the ASME*, Vol. 107, No. 1, pp. 930–935, 1985.
26. Wang, L. and Sunden, B. "Performance Comparison of Some Tube Inserts", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 1, pp. 45-56, 2002.
- مراجع
1. Webb, R.L. "Principles of Enhanced Heat Transfer", John Wiley & Sons, Chichester, UK, 1994.
2. Chen, J.D. and Hsieh, S.S. "Buoyancy Effect on Laminar Forced Convection in a Horizontal Tube with a Longitudinal Plate Insert", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, No. 1, pp. 263-267, 1992.
3. Solanki, S.C., Saini, J.S., and Gupta, C.P. "An Experimental Investigation of Fully Developed Laminar Flow in a Non-circular Annulus", *The 8th Nat. Conf. on Heat Mass Transfer, HMTA*, pp. 34-85, Vishakhapatnam, IN., 1995.
4. Solanki, S.C., Prakash, S., Saini, J.S., and Gupta, C.P. "Forced Convection Heat Transfer in Doubly Connected Ducts", *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 8, No. 2, pp. 107-110, 1987.
5. Chen, J.D. and Hsieh, S.S. "Assessment Study of Longitudinal Rectangular Plate Inserts as Tubeside Heat Transfer Augmentative Device", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 2, pp. 2545-2553, 1991.
6. Hsieh, S.S. and Wen, M.Y. "Developing 3-D Laminar Mixed Convection in a Circular Tube Inserted with Longitudinal Strips", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 1, pp. 299-310, 1996.
7. Hsieh, S.S. and Huang, I.W. "Heat Transfer and Pressure Drop on Laminar Flow in Horizontal Tubes with/without Longitudinal Inserts", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 122, No. 4, pp. 465-475, 2000.
8. Saha, S.K. and Langille, P. "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Laminar Flow through a Circular Tube with Longitudinal Strip Inserts under Uniform Wall Heat Flux", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 124, No. 3, pp. 421-432, 2002.
9. Saha, S.K. and Dutta, A. "Thermo-hydraulic Study of Laminar Swirl Flow Through a Circular Tube Fitted with Twisted Tapes", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 123, No. 2, pp. 417-421, 2001.
10. Saha, S.K., Gaitonde, U.N., and Date, A.W. "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Laminar Flow in Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Twisted Tape Elements", *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, Vol. 2, No. 1, pp. 310-322, 1989.
11. Eiamsa-ard, S. and Promvong, P. "Enhancement of Heat Transfer in a Tube with Regularly-Spaced Helical Tape Swirl Generators", *Solar Energy*, Vol. 78, No. 1, pp. 483-494, 2005.
12. Sivashanmugam, P. and Suresh, S. "Experimental Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Laminar Flow Through a Circular Tube Fitted with Helical Screw-tape Inserts", *Applied Thermal Eng.*, Vol. 26, No. 3, pp. 1990- 1997, 2006.