



اثر افزودن ملحقه بر عملکرد هیدرودینامیکی و حرارتی سیال نیوتنی و غیرنیوتنی داخل لوله

محمد سفید^{۱*}، احسان ایزدپناه^۲

۱- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

۲- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

* یزد، صندوق پستی ۸۹۱۹۵۷۴۱، mhsefid@yazd.ac.ir

چکیده - جریان سیال نیوتنی و غیرنیوتنی تراکم ناپذیر داخل لوله همراه با افزودن ملحقه دیسک بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور از روش حجم محدود و روش مختصات منطبق بر مرز استفاده شده است. سیال غیرنیوتنی مورد بررسی لزج خالص بوده و با قانون توانی مدل شده است. تأثیر ضخامت، نسبت منظر، فاصله بین ملحقه‌ها، شاخص سیال و عدد پرناتل بر انتقال حرارت، افت فشار و نسبت کارایی مطالعه شده و در نهایت نتایج برای سه رینولدز ۵۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰ ارائه گردیده است. با توجه به نتایج حاصل مشاهده می‌شود تأثیر شاخص سیال بر افت فشار و نسبت کارایی (نسبت افزایش کلی) نسبت به سایر پارامترها بیشتر می‌باشد.

کلیدواژگان: ملحقه، سیال نیوتنی و غیرنیوتنی، نسبت کارایی.

The effect of insert tube on hydrodynamic and thermal performance of Newtonian and non-Newtonian fluid

M. Sefid^{1*}, E. Izadpanah²

1- Assist. Prof., Mech. Eng., Yazd Univ., Yazd, Iran.

2- PhD Student, Mech. Eng., Yazd Univ., Yazd, Iran.

* P.O.B. 89195741, Yazd, Iran. mhsefid@yazd.ac.ir

Abstract- The incompressible Newtonian and non-Newtonian fluid flow in a tube with disk insert is studied numerically using finite volume and boundary fitted coordinate method. The non-Newtonian fluid is time independent purely viscous that is simulated by the power law model. The effects of power law index, thickness, aspect ratio, Prandtl number and the distance between insert tubes on heat transfer, pressure drop and overall enhancement ratio (OER) are investigated for the Reynolds numbers 500, 1000 and 1500. The results show that the effect of power law index on pressure drop and overall enhancement ratio is more than the other parameters.

Keywords: Insert Tube, Newtonian and Non-Newtonian Fluid, Overall Enhancement Ratio.

راندمان مبدل اندازه آن کوچک‌تر شده و در مصرف انرژی صرفه جویی می‌شود. نکته مهم دیگری که در مورد مبدل‌های حرارتی وجود دارد افت فشار است. به عبارت دیگر باید تغییرات افت فشار را همراه با افزایش انتقال حرارت در نظر داشت، زیرا کاهش افت فشار متناسب با کاهش هزینه عملکرد است. اگر در

۱- مقدمه

بررسی روش‌های افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در صنعت تبرید، خودرو، فرایندهای صنعتی، پتروشیمی و کلکتورهای خورشیدی جهت افزایش راندمان در طول سالیان گذشته مورد توجه قرار گرفته است. با بالا رفتن

و ضریب اصطکاک محلی، عدد نوسلت و طول ورودی هیدرودینامیکی و حرارتی تعیین شده است. نتایج حاصل با نتایج تجربی مطابقت خوبی دارد.

لوکانت [۴] جریان آرام سیال آب را در لوله افقی تحت شرط مرزی شار حرارتی ثابت و با الحاق نوار پیچی با اندازه نصف طول لوله بصورت تجربی مورد بررسی قرار داد. نتایج حاصل نشان داد که نوار پیچه با اندازه نصف طول لوله از نوار پیچه با طول کامل مؤثرتر است.

ژیبه وهانگ [۵] بصورت تجربی انتقال حرارت و افت فشار جریان آرام آب را در لوله افقی با انواع ملحقه‌ها مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاصل برای ملحقه‌هایی با مقاطع مربع، مستطیل و بعلاوه، همچنین برای نسبت‌های مختلف دمای متوسط ورودی به دمای دیوار ارائه شده است. مشاهده می‌شود در حالتی که افزایش انتقال حرارت در مقایسه با لوله ساده حدود ۱۶ برابر شده ضریب اصطکاک فقط حدود ۴/۵ برابر افزایش پیدا می‌کند.

اینابا و اوزاکی [۶] نشان دادند که جریان مغشوش ایجاد شده توسط فنر سیمی انتقال حرارت را حتی در جریان پائین دست فنر سیمی افزایش می‌دهد. آنها روابط تجربی برای عدد نوسلت به صورت تابعی از عدد پرناتل و افت فشار متناسب با طول فنر سیمی به دست آوردند. نتایج حاصل نشان می‌دهد ضریب انتقال حرارت بالا و افت فشار کم بخاطر لبه‌های جلویی در ورودی لوله و جریان مغشوش پائین دست فنر سیمی حاصل می‌شود.

سها و لانگیل [۷] به بررسی اثر نوع، طول و چیدمان ملحقه در لوله پرداختند. ملحقه‌های مورد استفاده دارای سطح مقطع‌های مستطیلی، مربعی و بعلاوه بوده که دارای طولی برابر و کوتاه‌تر از طول لوله می‌باشند. همچنین اثر الحاق المان‌های طولی که با میله‌ای نازک به هم متصل شده‌اند مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج تجربی بدست آمده برای ضریب اصطکاک و عدد نوسلت انواع مختلف ملحقه‌ها نشان می‌دهد که المان‌های منظم کارایی و راندمان بهتری دارند، به طوری که عدد نوسلت بین ۷۵-۱۵ درصد و ضریب اصطکاک نیز بین ۳۵-۱ درصد افزایش می‌یابد.

تیان و همکارانش [۸] به شبیه سازی عددی (فلوئنت) سه بعدی جریان آرام همراه با انتقال حرارت در یک کانال با تولید کننده‌های گردابه طولی پرداختند. در این مقاله اثرات دو شکل

جریان سیال در مبدل بتوان ایجاد چرخش کرد و ناپایداری‌های جریان را افزایش داد و همچنین در رشد لایه مرزی وقفه بوجود آورد انتقال حرارت افزایش می‌یابد. بطور کلی با رشد لایه مرزی حرارتی گرادیان دما نزدیک سطح کاهش یافته و در نتیجه از میزان انتقال حرارت کاسته می‌شود پس اگر بتوان به گونه ای در رشد لایه مرزی وقفه‌ای ایجاد نمود این عدم افزایش ضخامت لایه مرزی باعث افزایش گرادیان دما و افزایش انتقال حرارت نسبت به حالت بدون ملحقه می‌شود. استفاده از تولید کننده‌های ورتکس متعلق به روش‌های الحاقی است که می‌تواند باعث تولید گردابه، ایجاد جریان چرخشی و ناپایداری جریان شود البته این تولیدکننده‌ها علاوه بر افزایش انتقال حرارت باعث افزایش افت فشار نیز می‌شوند بنابراین از این تولیدکننده‌ها باید به گونه‌ای استفاده کرد که در مجموع باعث افزایش راندمان مبدل حرارتی شود.

مرور گسترده‌ای در مورد تمام روش‌های افزایش انتقال حرارت با استفاده از ملحقه تا سال ۱۹۸۵ توسط برگلز [۱] گزارش شده است. در ادامه کارهایی که اخیراً در رابطه با اعمال ملحقه در لوله‌ها برای افزایش انتقال حرارت صورت گرفته است معرفی می‌شوند.

چن و ژیه [۲] بصورت عددی به مطالعه ترکیب جابجایی آزاد و اجباری در جریان آرام در لوله افقی با الحاق میله با مقطع مربعی پرداختند. آنها کارایی الحاق تعدادی صفحه مستطیلی در افزایش انتقال حرارت در لوله را مورد بررسی قرار دادند. لوله مورد مطالعه در جهت محوری دارای شار حرارتی ثابت بوده و در جهت محیطی دارای درجه حرارت ثابت می‌باشد. برای بررسی عددی صفحه مستطیلی ملحقه آدیباتیک و جریان توسعه یافته حرارتی در نظر گرفته شده است. آثار ابعاد صفحه مستطیلی و نسبت شعاعی دایره محیطی صفحه مستطیلی به شعاع لوله، روی افزایش انتقال حرارت و افت فشار مورد بررسی قرار گرفت است.

ژیبه و ون [۳] حل عددی به روش اختلاف محدود برای جریان دائم و آرام به صورت سه بعدی در یک لوله افقی که در جهت محوری به طور یکنواخت گرم شده را با الحاق صفحات مختلف طولی و آدیباتیک انجام دادند. نتایج محاسبات برای تعیین اثر عدد رینولدز، گراشف، نسبت طولی و شعاعی روی جریان‌های ثانویه ارائه شده است. همچنین پروفیل‌های دما ثابت و پروفیل‌های سرعت محوری در جهت جریان ترسیم شده

پرداختند. نتایج نشان می‌دهد که برای عدد رینولدز کوچک‌تر از ۴۰۰ ملحقه فنر پیچ تأثیری بر افزایش انتقال حرارت ندارد. برخلاف اهمیت جریان سیال غیرنیوتنی به دلیل پیچیدگی معادلات حاکم تحقیقات کمی در این زمینه انجام شده است. همچنین بیشتر مطالعات مربوط به ناحیه توسعه یافته می‌باشد. لذا در این مقاله اثر افزودن ملحقه دیسک بر افزایش انتقال حرارت و افت فشار جریان سیال نیوتنی و غیرنیوتنی شبه پلاستیک و دایلاتنت در ناحیه ورودی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین جهت رسیدن به مناسب‌ترین ابعاد ملحقه اثرات پارامترهای مختلف مانند ضخامت، نسبت منظر، فاصله بین ملحقه‌ها مورد مطالعه قرار گرفته است.

۲- معادلات حاکم، روش حل و شبکه تولیدی

معادلات حاکم بر جریان سیال غیرنیوتنی در حالت غیردایم و آرام همان معادلات مومنتم همراه با جمله غیرخطی تنش برشی خواهد بود. این معادلات با فرض تراکم ناپذیری بصورت (۱) است.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i \partial x_i} \quad (1)$$

برای جمله تنش برشی در سیال غیر نیوتنی مطابق قانون توانی در حالت سه بعدی رابطه (۲) حاکم خواهد بود.

$$\tau_{ij} = \eta \dot{\gamma}_{ij} - p \delta_{ij} \quad (2)$$

در رابطه بالا، p فشار و η ویسکوزیته ظاهری است که تابعی از $\dot{\gamma}$ بوده بصورت (۳) تعیین می‌شود.

$$\eta = K \dot{\gamma}^{n-1} \quad (3)$$

که K ضریب همناختی (با فرض عدم وابستگی به دما)، n اندیس رفتار جریان (شاخص سیال) و $\dot{\gamma}$ اندازه نرخ تغییر شکل است و بصورت (۴) بیان می‌شود.

$$\dot{\gamma} = \sqrt{\frac{1}{2} II} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_i \sum_j \gamma_{ij} \gamma_{ji}} \quad (4)$$

$$\dot{\gamma}_{ij} = \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (5)$$

عبارت $II = tr(\dot{\gamma} \cdot \dot{\gamma})$ همان نامتغیر دوم تانسور نرخ

مختلف تولید کننده‌های گردابه طولی: یک جفت بالچه مستطیلی و یک جفت بالچه دلتا شکل، با دو آرایش مختلف مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج عددی نشان می‌دهد که استفاده از تولید کننده‌های گردابه طولی تأثیر چشم‌گیری روی افزایش انتقال حرارت دارد.

اله یاری بیگ و همکارانش [۹] با بکارگیری الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی انتقال حرارت در داخل کانال دوبعدی شامل سه بلوک همراه با تولید کننده گردابه مثلثی جهت افزایش انتقال حرارت پرداختند.

راجا و همکارانش [۱۰] تأثیر افزودن ملحقه فنر پیچ بر افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار نانو سیال بصورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. همچنین تأثیر غلظت حجمی نانو سیال در افزایش انتقال حرارت مورد آزمایش قرار گرفت و دیده شد که اثر مثبتی بر افزایش انتقال حرارت دارد.

پرنگ و همکارانش [۱۱] جریان غیردائم همراه با انتقال حرارت در کانال دوبعدی با بلوک‌های گرم شونده همراه با تولید کننده گردابه متخلخل مورد بررسی قرار دادند.

پرومونگ و همکارانش [۱۲] بصورت تجربی جریان سیال آب داخل لوله دندان دار با اضافه کردن دو ملحقه نواری پیچ مطابق شکل زیر بررسی نمودند و تأثیر این ملحقه را در رینولدزهای مختلف بر ضریب اصطکاک، عدد ناسلت و عملکرد ملحقه بررسی نمودند. نتایج حاصل با نتایج لوله صاف و لوله دندان دار مقایسه شده و مشاهده می‌شود که لوله دندان دار با اضافه کردن دو ملحقه نواری پیچ عملکرد بهتری دارد.

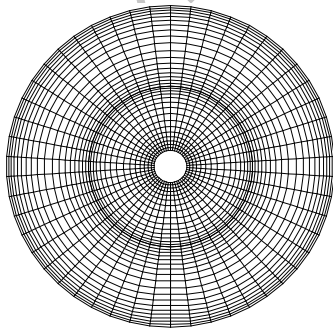
بیشتر تحقیقاتی که تاکنون در این زمینه انجام شده تأثیر این تولیدکننده‌های گردابه را روی سیال نیوتنی بررسی کرده‌اند. با توجه به تنوع زیاد سیالات غیرنیوتنی و اهمیت کاربرد این سیالات در مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در صنایع غذایی، دارویی، پتروشیمی و کلکتورهای خورشیدی و از طرفی کم بودن تحقیقات انجام شده در این زمینه، لزوم بررسی رفتار این سیالات در مبدل‌ها را مشخص می‌کند. از آنجا که بیشتر تحقیقات انجام شده برای سیال غیرنیوتنی بصورت تجربی است در ادامه تعدادی از آنها معرفی می‌شوند.

پاتیل [۱۳] بصورت تجربی اثر ملحقه نواری پیچ بر افت فشار و افزایش انتقال حرارت سیال غیر نیوتنی مورد بررسی قرار دادند. مارتینز و همکارانش [۱۴] بصورت تجربی اثر افزودن ملحقه فنر پیچ بروی افزایش انتقال حرارت سیال غیرنیوتنی CMC

$$Pr = \frac{Kc_p (u_b)^{n-1}}{k_c} \quad (13)$$

در روابط بالا ρ چگالی، u_b سرعت متوسط و D_h قطر هیدرولیکی، k_c ضریب هدایت حرارتی و c_p گرمای ویژه است. در کار حاضر برای گسسته‌سازی معادلات حاکم از روش حجم محدود (شبکه جابجا نشده) و با بکارگیری الگوریتم سیمپل‌سی استفاده شده است. همچنین در معادلات حاکم عبارت جابجایی با استفاده از طرح اختلاف بالادست مرتبه دوم و عبارت پخش با استفاده از طرح اختلاف مرکزی گسسته سازی شده است. با توجه به هندسه مورد بررسی از روش مختصات منطبق بر مرز (BFCM) استفاده شده است که در این روش محدوده جریان با هندسه پیچیده در فضای فیزیکی به محدوده محاسباتی بصورت مستطیل با بکارگیری مختصات کرویلینیر انتقال داده می‌شود. به عبارت دیگر مختصات کارتزینی در فضای فیزیکی با سیستم غیر متعام جایگزین می‌شود. تولید شبکه و ابعاد آن از مهمترین پارامترهای حل عددی می‌باشند. شکل ۱ شبکه تولید شده در مقطع لوله که برای تولید آن از شبکه بیضوی از نوع ۰ استفاده شده است. در طول لوله مطابق شکل ۲ برای تولید شبکه غیریکنواخت از تابع توزیع تانژانت هیپربولیک استفاده شده است.

اولین قدم در حل عددی هر جریانی بررسی استقلال نتایج حاصل از شبکه حل و همچنین دست یابی به شبکه مناسب است. برای این منظور از سه شبکه مختلف 16×64 ، 30×72 ، 60×72 استفاده شد و نتایج برای تغییرات عدد نوسلت در طول لوله در شکل ۳ رسم شد. لازم به ذکر است تعداد گره بکار گرفته شده در جهت جریان ۲۷۰ است.



شکل ۱ شبکه فیزیکی در مقطع لوله

مطابق شکل ۳ مشاهده می‌شود که نتایج برای دو شبکه

تغییر شکل است که می‌تواند اثرات جریان بر روی ویسکوزیته را مشخص کند. لازم به ذکر است بر طبق مدل قانون توانی اگر شاخص سیال بزرگتر از یک باشد سیال رقیق شونده (شبه پلاستیک)، اگر شاخص سیال کوچکتر از یک باشد سیال غلیظ شونده (دایلاننت) و اگر برابر یک باشد سیال نیوتنی است.

با توجه به مطالب ذکر شده، در ناحیه ورودی سرعت سیال یکنواخت و دمای سیال ورودی نیز ثابت در نظر گرفته شده است. برای خروجی از شرط جابجایی استفاده شده و برای سطوح جامد که شامل دیواره‌ها، ملحقه و میله نگهدارنده می‌شود، شرط عدم لغزش بکار گرفته شده است. دمای دیواره لوله ثابت و ملحقه و میله نگهدارنده عایق در نظر گرفته شده است. روابط مربوط به نحوه محاسبه ناسلت محلی و متوسط، فشار محلی، ضریب اصطکاک، دمای متوسط و نسبت افزایش کلی مطابق (۶) تا (۱۱) است.

$$r^* = \frac{r_i}{r_o}, \quad \theta = \frac{(T - T_{in})}{(T_w - T_{in})} \quad (6)$$

$$P(x) = \frac{\int P(x, r, \alpha) ds}{\int ds} \quad (7)$$

$$f = \frac{\Delta P}{2\Delta X} \quad (8)$$

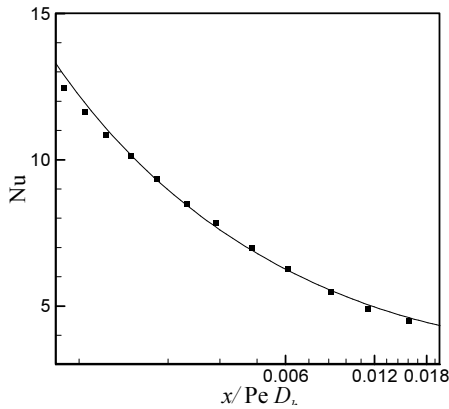
$$Nu(x) = \frac{\int Nu(x, \alpha) ds}{\int ds} \quad (9)$$

$$Nu = \frac{\int \int Nu(x, \alpha) ds dx}{\int \int ds dx} \quad (10)$$

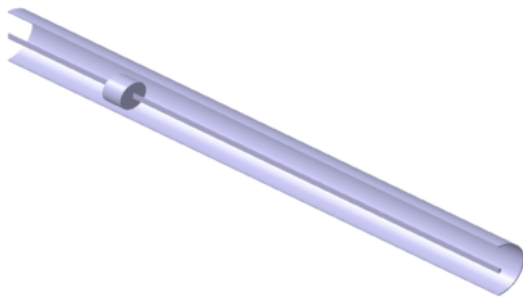
$$OER = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (11)$$

که r^* نسبت منظری (شعاعی)، θ دمای بدون بعد، $P(x)$ فشار متوسط در هر سطح مقطع، ds المان سطح لوله، dx المان در راستای لوله، $Nu(x)$ و Nu عدد ناسلت محلی و متوسط در هر سطح مقطع می‌باشد. ΔP افت فشار و راستای طول لوله X به ترتیب نسبت به ρU_{in}^2 و قطر لوله بی بعدسازی شده‌اند. Nu عدد ناسلت کل در لوله با ملحقه و Nu_0 عدد ناسلت کل در لوله بدون ملحقه می‌باشد. f ضریب اصطکاک در لوله با ملحقه و f_0 ضریب اصطکاک در لوله بدون ملحقه می‌باشد. OER نسبت افزایش کلی (نسبت کارایی) است که نشان دهنده نسبت تغییرات عدد ناسلت به ضریب اصطکاک در اثر قرار دادن ملحقه داخل لوله است [۱۵]. از روابط (۱۲) و (۱۳) برای تعریف عدد رینولدز و عدد پرانتل استفاده شده است.

$$Re = \frac{\rho u_b^{2-n} D_h^n}{K} \quad (12)$$



شکل ۴ مقایسه منحنی تغییرات عدد ناسلت حل حاضر (خط) با مرجع [۱۶] (نماد مربع)



شکل ۵ نمایی از لوله با الحاق یک ملحقه

برای بررسی اثر ضخامت دیسک بر انتقال حرارت، افت فشار و نسبت کارایی در این قسمت نتایج حاصل از حل عددی برای ۶ ضخامت مختلف $0.04D$ ، $0.1D$ ، $0.35D$ ، $0.5D$ ، $1D$ و $2D$ برای عدد رینولدز 1000 و برای نسبت منظر 0.5 مطابق با جدول ۱ ارائه شده است. ضریب اصطکاک و عدد ناسلت برای لوله بدون ملحقه در این عدد رینولدز به ترتیب 0.0408 و 7.9837 بدست آمده است.

جدول ۱ نتایج حاصل از حل عددی بررسی اثر ضخامت دیسک

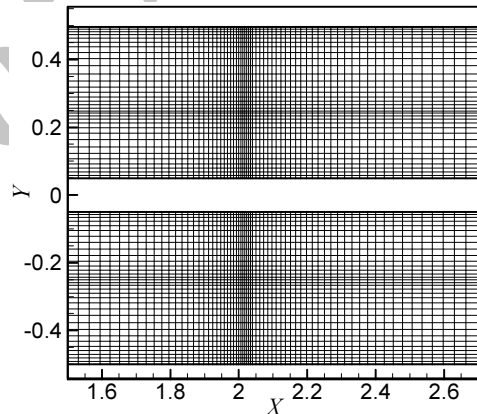
ضخامت	f	Nu	OER
۰/۰۴	۰/۰۵۶۳	۸/۹۶۶۰	۱/۰۰۸۹
۰/۱	۰/۰۵۵۳	۸/۹۵۲۱	۱/۰۱۳۱
۰/۳۵	۰/۰۵۲۸	۸/۹۶۷۶	۱/۰۳۱۱
۰/۵	۰/۰۵۴۱	۹/۰۱۰۷	۱/۰۲۷۴
۱	۰/۰۵۸۸	۹/۱۸۹۳	۱/۰۱۹۲
۲	۰/۰۶۷۴	۹/۵۴۹۳	۱/۰۱۱۹

مشاهده می‌شود که ابتدا با افزایش ضخامت ملحقه ناسلت و

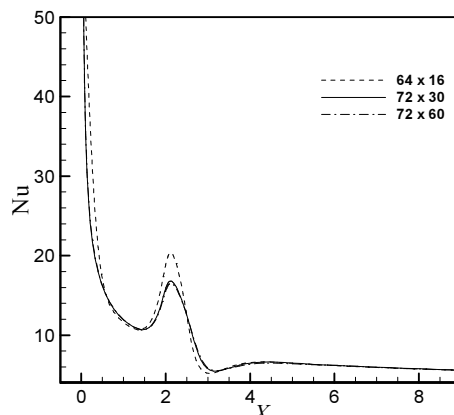
72×30 و 72×60 به هم نزدیک بوده بنابراین از شبکه 72×30 استفاده شده است. برای اطمینان از صحت نتایج فوق نتایج عددی برای یک لوله خالی با مرجع [۱۶] مقایسه شده و در شکل ۴ ارائه شده است. همان طور که مشاهده می‌شود مطابقت خوبی وجود دارد.

۳- نتایج

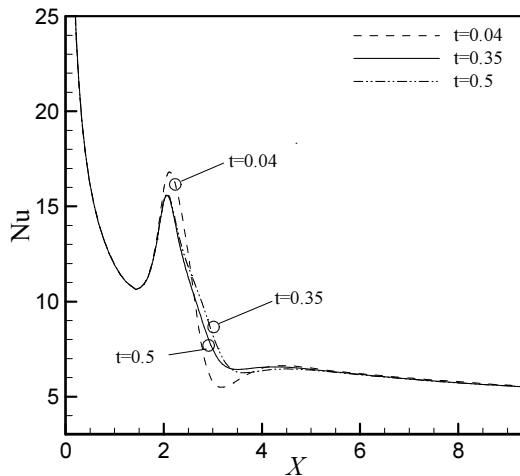
جریان مورد بررسی غیردایم، از لحاظ هیدرودینامیکی و حرارتی در حال توسعه، آرام و تراکم ناپذیر می‌باشد. فیزیک مسأله (مطابق شکل ۵) شامل یک لوله به طول $9/5D$ بوده که فاصله اولین ملحقه از ورودی کانال $2D$ می‌باشد. در وسط لوله میله‌ای جهت نگهداری ملحقه قرار دارد. نتایج ارائه شده در کار حاضر برای عدد پرانتل 0.7 می‌باشد. شکل ۵ نمای برش خورده لوله و کامل ملحقه را نشان می‌دهد.



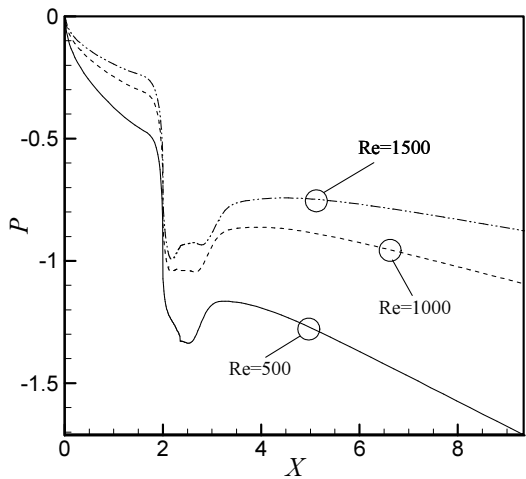
شکل ۲ شبکه فیزیکی در طول لوله در نزدیکی ملحقه



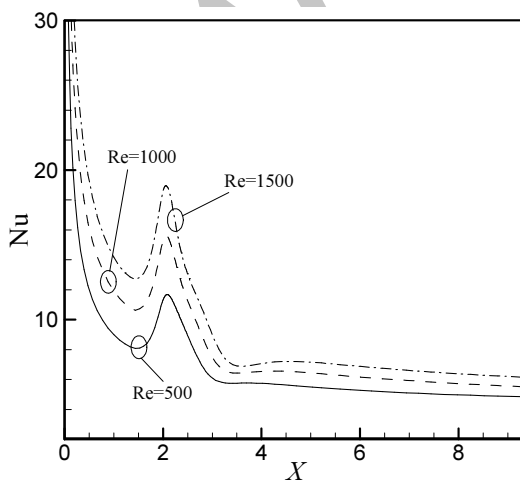
شکل ۳ منحنی تغییرات عدد ناسلت در طول لوله برای سه شبکه مختلف



شکل ۷ منحنی تغییرات عدد ناسلت در طول لوله برای ضخامت‌های مختلف و عدد رینولدز ۱۰۰۰



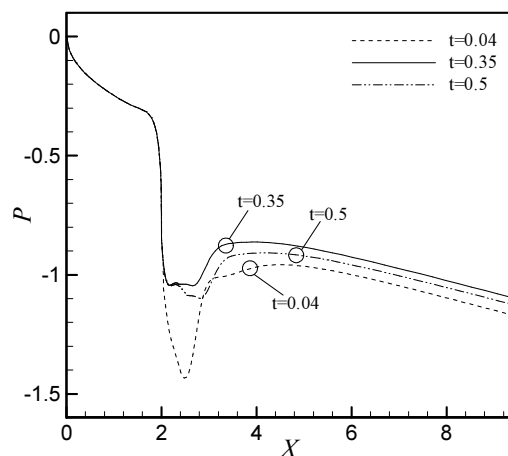
شکل ۸ منحنی تغییرات فشار در طول لوله برای رینولدزهای مختلف و ضخامت ۰/۳۵



شکل ۹ منحنی تغییرات عدد ناسلت در طول لوله برای رینولدزهای مختلف و ضخامت ۰/۳۵

ضریب اصطکاک متوسط تا ضخامت $0.35D$ کاهش یافته و سپس شروع به افزایش می‌کند. همچنین دیده می‌شود این ضخامت تقریباً بهترین نسبت کارایی نسبت به مابقی ضخامت‌ها در این عدد رینولدز دارد. دلیل این کاهش و افزایش مربوط به نحوه جدایش جریان از لبه دیسک و اندازه گردابه‌های تشکیل شده ناشی از تغییر ضخامت دیسک می‌باشد. با توجه به نتایج ارائه شده در بالا و مقایسه آن‌ها در رینولدزهای مختلف می‌توان گفت ضخامت $0.35D$ بهترین عملکرد را دارد. ذکر این نکته ضروری است که علت انتخاب این ضخامت قرار دادن نسبت کارایی (تابعی از ضریب اصطکاک و عدد ناسلت است) به عنوان ملاک انتخاب است یقیناً اگر ملاک انتخاب افزایش انتقال حرارت یا کاهش افت فشار باشد ممکن است ضخامت دیگری انتخاب شود.

شکل ۶ تغییرات فشار بدون بعد (در هر مقطع متوسط‌گیری شده) بر حسب طول لوله برای ضخامت‌های ملحقه t (بی بعد شده نسبت به قطر لوله) مختلف را نشان می‌دهد. همان گونه که در شکل مشاهده می‌شود در محل ملحقه افت فشار بدون بعد به علت کاهش سطح مقطع جریان و تشکیل گردابه‌ها افزایش می‌یابد. منحنی عدد نوسلت محلی در راستای طول لوله برای چند ضخامت مختلف در شکل ۷ نشان داده شده است. منحنی نشان می‌دهد در محل قرار گرفتن ملحقه عدد نوسلت افزایش قابل توجهی دارد که علت آن وقفه در رشد لایه مرزی است. اثر رینولدز بر تغییرات رینولدز و فشار در راستای طول لوله در شکل‌های ۸ و ۹ نشان داده شده است.

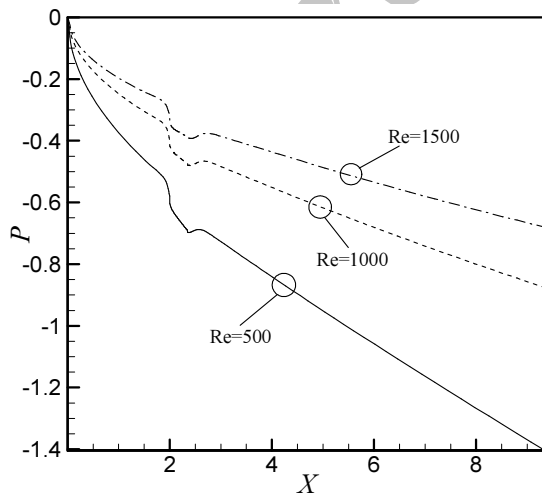


شکل ۶ منحنی تغییرات فشار در طول لوله برای ضخامت‌های مختلف و عدد رینولدز ۱۰۰۰

نتایج حاصل برای ۴ نسبت منظر مختلف ۰/۲، ۰/۲۵، ۰/۵ و ۰/۸ و برای عدد رینولدز ۱۰۰۰ در جدول ۲ ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهد که با تغییر نسبت شعاعی از ۰/۲۵ به ۰/۸ نوسلت محلی به میزان قابل توجهی افزایش یافته و همچنین افت فشار نیز بیشتر می‌شود به طوری که در مجموع نسبت کارایی کمتر می‌شود. نتایج نسبت کارایی برای ضخامت‌های ۰/۲ و ۰/۲۵ نسبتا به یکدیگر نزدیک است ولی از آنجا که انتقال حرارت برای نسبت منظر ۰/۲۵ بیشتر است لذا این نسبت منظر انتخاب می‌شود. اگر افت فشار برای ما اهمیت چندانی نداشته باشد انتخاب نسبت شعاعی بالاتر بهتر است. از طرفی اگر افت فشار به مانند افزایش انتقال حرارت اهمیت داشته باشد باید ابعاد ملحقه به گونه بهینه انتخاب شود. شکل‌های ۱۱ و ۱۲ تغییرات فشار و عدد ناسلت را در رینولدزهای مختلف برای نسبت منظر ۰/۲۵ نشان می‌دهد. منحنی‌ها نشان می‌دهند که با افزایش عدد رینولدز افت فشار بدون بعد کاهش می‌یابد که بیانگر ارتباط معکوس بین عدد رینولدز و ضریب اصطکاک است. همچنین دیده می‌شود با افزایش رینولدز عدد ناسلت افزایش می‌یابد.

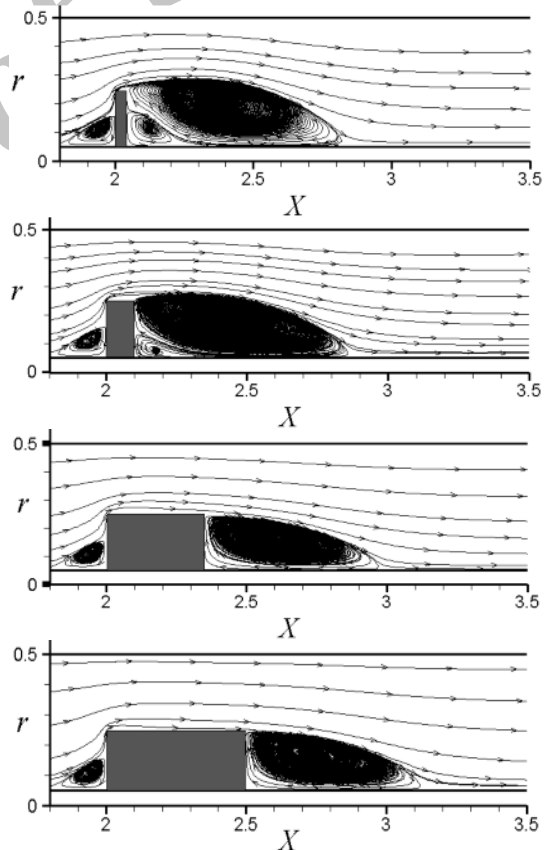
جدول ۲ نتایج حاصل از حل عددی بررسی اثر نسبت منظری

OER	Nu	f	نسبت منظری
۱/۰۶۰۰	۸/۵۳۳۲	۰/۰۴۱۸	۰/۲
۱/۰۶۰۵	۸/۵۶۶۰	۰/۰۴۲۲	۰/۲۵
۱/۰۳۱۱	۸/۹۶۷۶	۰/۰۵۲۸	۰/۵۰
۰/۸۱۲۴	۱۲/۲۰۹۰	۰/۲۷۲۲	۰/۸



شکل ۱۱ منحنی تغییرات فشار در طول لوله برای رینولدزهای مختلف و نسبت منظر ۰/۲۵

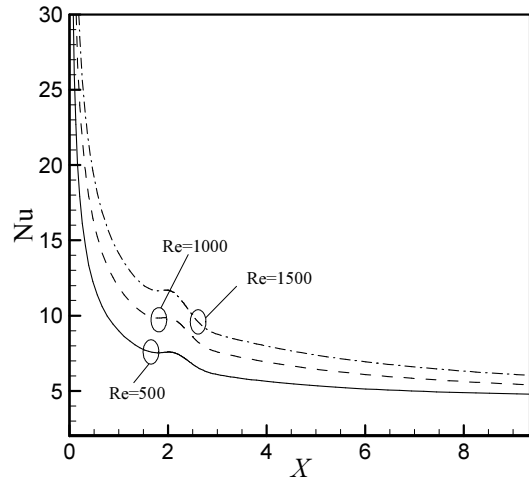
منحنی‌ها نشان می‌دهند که با افزایش عدد رینولدز افت فشار بدون بعد کاهش می‌یابد که بیانگر ارتباط معکوس بین عدد رینولدز و ضریب اصطکاک است. همچنین دیده می‌شود با افزایش رینولدز عدد ناسلت افزایش می‌یابد. شکل ۱۰ نمای برشی از جریان روی دیسک در ضخامت‌های مختلف برای رینولدز ۵۰۰، نسبت منظر ۰/۵ و ضخامت‌های ۰/۴D، ۰/۱D، ۰/۳۵D و ۰/۵D نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که گردابه‌های عرضی در جلو و پشت دیسک تشکیل شده است. همچنین دیده می‌شود که با کاهش ضخامت ملحقه به طول گردابه پشت دیسک و تعداد گردابه‌ها افزوده می‌شود و باعث افت فشار بیشتر در محل ملحقه می‌شود. علت کوچک‌تر شدن گردابه با افزایش ضخامت این است که با افزایش ضخامت دیسک جدایش جریان از لبه جلویی ملحقه همراه با بازگشت روی سطح است.



شکل ۱۰ نمای برش زده از گردابه‌های تشکیل شده پشت دیسک برای ضخامت‌های مختلف

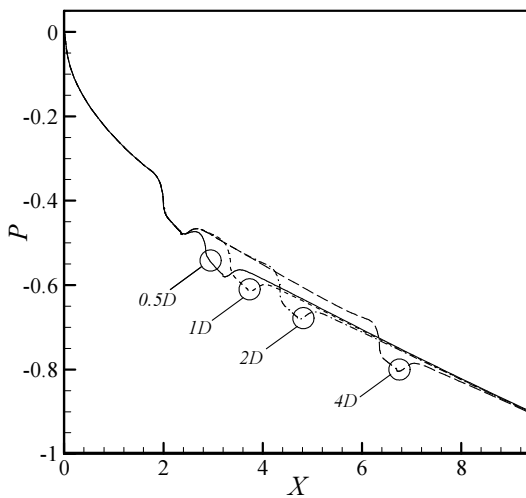
تعیین نسبت شعاعی بهینه برای ملحقه مهم است زیرا تأثیر بر میزان افت فشار و افزایش انتقال حرارت دارد. بر این اساس

انتخاب فاصله $1D$ تعداد بیشتری دیسک جهت افزایش انتقال حرارت در لوله بکار گرفت لذا حالت $1D$ انتخاب می‌شود. شکل‌های ۱۴ و ۱۵ تغییرات فشار و عدد ناسلت را در رینولدزهای مختلف برای نسبت منظر $0/25$ نشان می‌دهد. در منحنی‌های فشار و ناسلت دو تغییر ناشی از اثرات دو ملحقه وجود دارد. از مقایسه نتایج بین لوله با یک ملحقه و لوله با دو ملحقه می‌توان گفت با وجود این که نسبت کارایی تفاوت چندانی بین این دو وجود ندارد ولی انتقال حرارت در حالت لوله با دو ملحقه اندکی افزایش یافته که این موضوع می‌تواند ملاک انتخاب آن باشد.

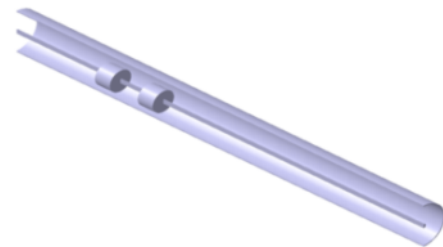


شکل ۱۲ منحنی تغییرات عدد ناسلت در طول لوله برای رینولدزهای مختلف و نسبت منظر $0/25$

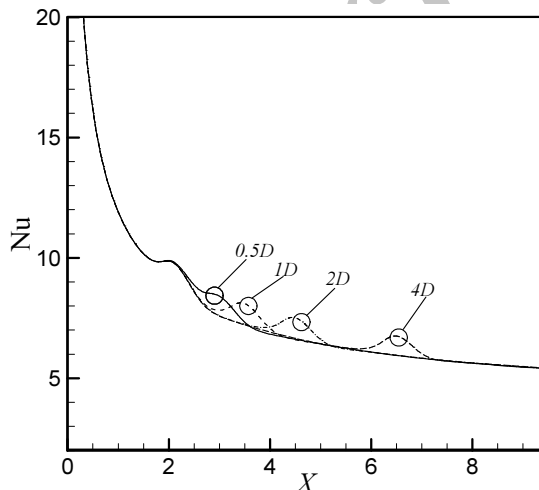
پس از مطالعه بر روی ضخامت و نسبت منظر در رینولدزهای مختلف و انتخاب مقادیر بهینه، در این قسمت به بررسی تأثیر فاصله بین دو ملحقه مطابق شکل ۱۳ بر افزایش انتقال حرارت و افت فشار پرداخته شده است. بدین منظور فواصل $0/5D$ ، $1D$ ، $2D$ و $4D$ انتخاب گردیده نتایج حاصل برای رینولدز 1000 در جدول ۳ ارائه شده است.



شکل ۱۴ منحنی تغییرات فشار در طول لوله برای فاصله‌های مختلف و عدد رینولدز 1000



شکل ۱۳ نمایی از لوله با الحاق دو ملحقه



شکل ۱۵ منحنی تغییرات عدد ناسلت در طول لوله برای فاصله‌های مختلف و عدد رینولدز 1000

در قسمت‌های قبل اثر هندسه بر انتقال حرارت و افت فشار

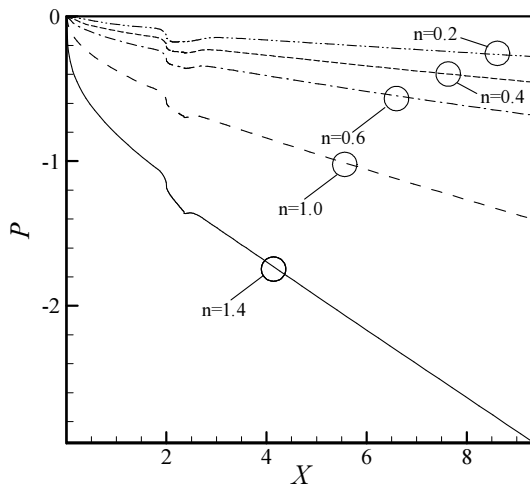
جدول ۳ نتایج حاصل از حل عددی بررسی اثر فواصل مختلف بین دو ملحقه

فاصله	f	Nu	OER
۰/۵	۰/۰۴۳۱۸	۸/۶۱۶۴	۱/۰۵۹۲
۱	۰/۰۴۳۲۸	۸/۶۳۰۵	۱/۰۶۰۰
۲	۰/۰۴۳۲۹	۸/۶۳۱۵	۱/۰۶۰۱
۴	۰/۰۴۳۳۰	۸/۶۱۷۵	۱/۰۵۸۳

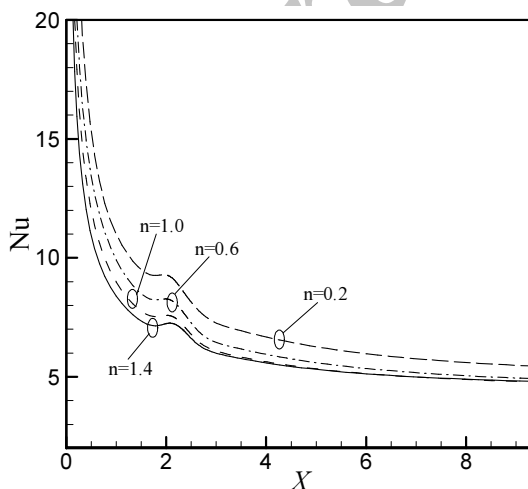
از مقایسه نتایج مشاهده می‌شود که نتایج بین حالت $1D$ و $2D$ به هم نزدیک است ولی با توجه به این که در صورت

کاهش ضریب اصطکاک می‌شود. همچنین کاهش ویسکوزیته باعث افزایش تغییرات سرعت نزدیک سطح شده که باعث تأثیر آن بر انتقال حرارت می‌شود.

شکل‌های ۱۶ و ۱۷ تغییرات فشار و ناسلت برای شاخص سیال مختلف در طول لوله را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود افت فشار برای سیال غلیظ شونده بیشتر از سیال نیوتنی و رقیق شونده است و عدد ناسلت برای سیال رقیق شونده بیشتر از دو سیال دیگر است. شکل‌های ۱۸ و ۱۹ تغییرات فشار و ناسلت برای سیال رقیق شونده در رینولدزهای ۵۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰ نشان می‌دهد.



شکل ۱۶ منحنی تغییرات فشار در طول لوله برای شاخص سیال مختلف و عدد رینولدز ۵۰۰



شکل ۱۷ منحنی تغییرات عدد ناسلت در طول لوله برای شاخص سیال متفاوت و عدد رینولدز ۵۰۰

بررسی شد. در این قسمت اثر نوع سیال بر نسبت کارایی بررسی می‌شود. بنابراین جریان بر روی یک دیسک با نسبت منظر ۰/۲۵ و ضخامت ۰/۳۵ در نظر گرفته شده است. مقادیر برای سیال غیر نیوتنی رقیق شونده، غلیظ شونده و نیوتنی برای رینولدز ۵۰۰ در جدول ۴ ارائه شده است که در این عدد رینولدز ضریب اصطکاک و افت فشار برای لوله بدون ملحقه (سیال نیوتنی) به ترتیب ۰/۰۶۳۲ و ۶/۲۵۳۵ بدست آمده است. مشاهده می‌شود با کاهش شاخص سیال عدد ناسلت افزایش یافته و ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. نکته قابل توجه افزایش چشم‌گیر نسبت کارایی برای سیال رقیق شونده است. بطوری که اگر شاخص سیال غیرنیوتنی ۰/۴ باشد ضریب اصطکاک حدود ۶۸٪، ناسلت حدود ۱۱٪ و نسبت کارایی آن حدود ۶۵٪ نسبت به سیال نیوتنی افزایش می‌یابد. می‌توان گفت در این افزایش اثر کاهش افت فشار چشم‌گیرتر است. از مقایسه نتایج بدست آمده برای هندسه ملحقه و نوع سیال مشاهده می‌شود اثر نوع سیال بیشتر از هندسه ملحقه سیال است.

لازم به ذکر است که در سیالات شبه پلاستیک و دایلاتنت ویسکوزیته ظاهری تابعی از نرخ برش بوده که برای سیال شبه پلاستیک با افزایش نرخ برش ویسکوزیته ظاهری کاهش و با کاهش نرخ برش ویسکوزیته ظاهری افزایش می‌یابد. این روند برای سیال دایلاتنت برعکس سیال شبه پلاستیک است. تغییرات ویسکوزیته با نرخ برش باعث تأثیر آن بر روی افت فشار و انتقال حرارت می‌شود.

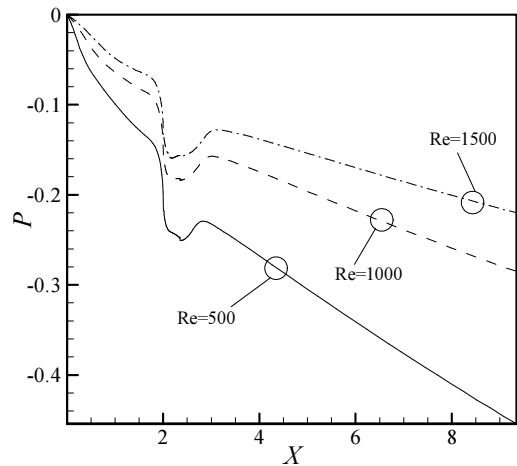
جدول ۴ نتایج حاصل از حل عددی بررسی اثر رئولوژی سیال برای یک دیسک

شاخص سیال	f	Nu	OER
۱/۴	۰/۱۴۳۶	۶/۱۶۷۹	۰/۸۰۴۸
۱/۰	۰/۰۶۷۸	۶/۸۵۰۲	۱/۰۶۹۶
۰/۸	۰/۰۴۷۵	۷/۰۶۱۸	۱/۲۴۱۴
۰/۶	۰/۰۳۲۹	۷/۳۵۰۴	۱/۴۶۰۷
۰/۴	۰/۰۲۱۹	۷/۷۳۰۳	۱/۷۶۰۲
۰/۳	۰/۰۱۷۳	۷/۹۶۲۹	۱/۹۵۹۵
۰/۲	۰/۰۱۳۳	۸/۲۲۴۴	۲/۲۰۸۵
۰/۱	۰/۰۰۹۹	۸/۵۰۷۰	۲/۵۲۱۶

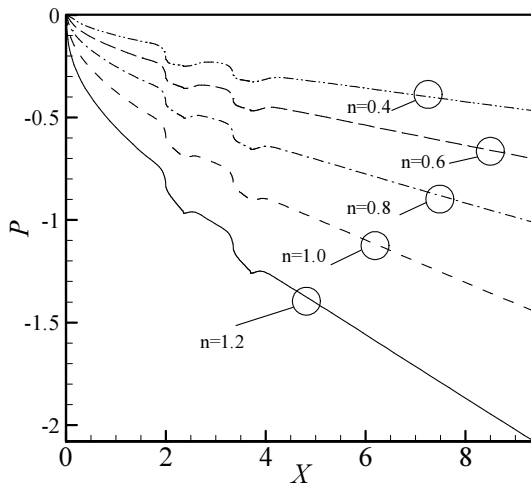
در نزدیکی دیوار تغییرات سرعت قابل توجه است که برای سیال شبه پلاستیک باعث کاهش ویسکوزیته ظاهری و در نهایت

جدول ۵ نتایج حاصل برای دو سیلندر با فاصله $1D$ برای سیال نیوتنی و غیرنیوتنی را نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود نتایج بدست آمده مشابه قبل است و نشان دهنده تأثیر مثبت سیال رقیق شونده بر نسبت کارایی است. بطوری که اگر شاخص سیال غیر نیوتنی 0.4 باشد ضریب اصطکاک حدود 67% ، ناسلت حدود 14% و نسبت کارایی آن حدود 65% نسبت به سیال نیوتنی افزایش می‌یابد. همچنین از مقایسه نتایج برای لوله با یک ملحقه و دو ملحقه مشاهده می‌شود که افزودن ملحقه باعث افزایش انتقال حرارت و نسبت کارایی می‌شود.

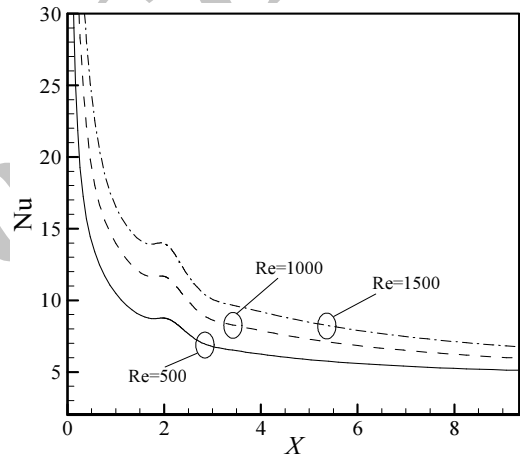
شکل‌های ۲۰ و ۲۱ نیز تغییرات فشار و ناسلت را در راستای طول کانال نشان می‌دهند.



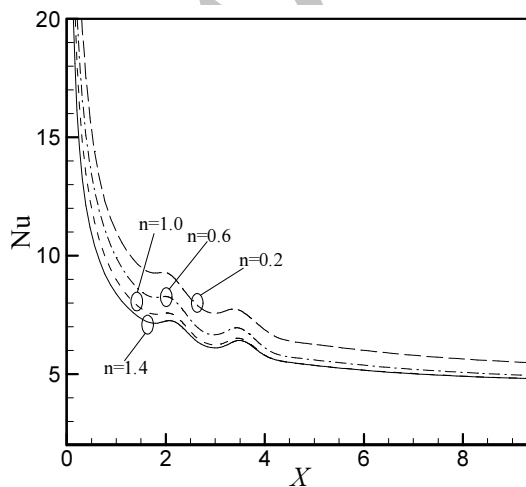
شکل ۱۸ منحنی تغییرات فشار در طول لوله برای رینولدزهای مختلف و شاخص سیال غیر نیوتنی 0.4



شکل ۲۰ منحنی تغییرات فشار در طول لوله برای شاخص سیال متفاوت



شکل ۱۹ منحنی تغییرات عدد ناسلت در طول لوله برای رینولدزهای مختلف و شاخص سیال غیر نیوتنی 0.4



شکل ۲۱ منحنی تغییرات عدد ناسلت در طول لوله برای شاخص سیال متفاوت

جدول ۵ نتایج حاصل از حل عددی بررسی اثر رئولوژی سیال برای

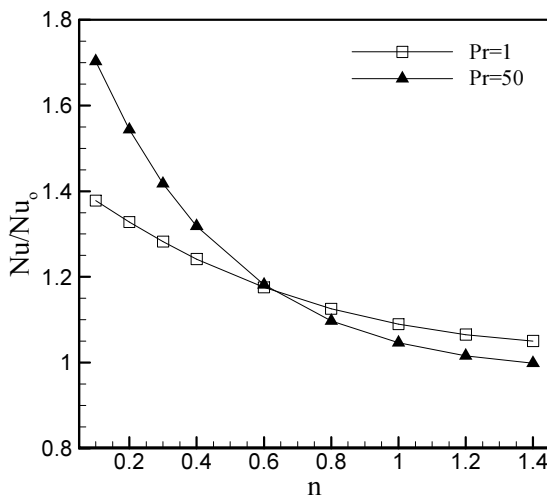
دو دیسک

شاخص سیال	f	Nu	OER
۱/۴	۰/۱۴۸۲	۶/۶۸۱۶	۰/۸۰۴۱
۱/۰	۰/۰۶۹۶	۶/۹۱۹۰	۱/۰۷۱۳
۰/۸	۰/۰۴۸۶	۷/۱۲۹۲	۱/۲۴۳۷
۰/۶	۰/۰۳۳۷	۷/۴۲۰۰	۱/۴۶۳۵
۰/۴	۰/۰۲۲۴	۷/۸۰۶۸	۱/۷۶۳۰
۰/۳	۰/۰۱۷۸	۸/۰۲۶۴	۱/۹۵۷۴
۰/۲	۰/۰۱۳۸	۸/۲۸۹۳	۲/۲۰۲۹
۰/۱	۰/۰۱۰۳	۸/۵۷۱۸	۲/۵۱۱۱

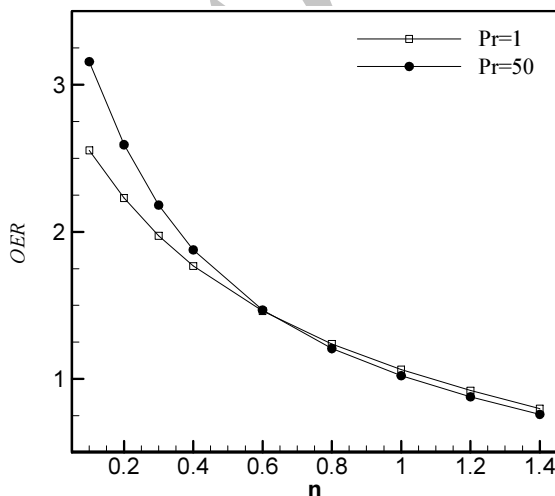
مشاهده می‌شود مشابه سیال نیوتنی با افزایش رینولدز انتقال حرارت افزایش و افت فشار کاهش می‌یابند.

زیرا با افزایش عدد پراتنل رشد لایه مرزی حرارتی در محدوده مورد بررسی کاهش یافته و با توجه به این که وجود ملحقه باعث افزایش نرخ برش در جریان شده و برای سیال رقیق شونده باعث کاهش ویسکوزیته شده و کاهش ویسکوزیته منجر به تغییرات بیشتر سرعت نزدیک سطح می شود در نهایت منجر به تأثیر بیشتر ملحقه بر افزایش عدد ناسلت می شود.

شکل ۲۴ تغییرات نسبت کارایی در شاخص سیال مختلف برای دو عدد پراتنل ۱ و ۵۰ را نشان می دهد. باتوجه به این که نسبت کارایی وابسته به تغییرات ضریب اصطکاک و عدد ناسلت می باشد و با افزایش عدد پراتنل تنها عدد ناسلت تغییر می کند، پس روند کلی مطابق شکل ۲۳ است.



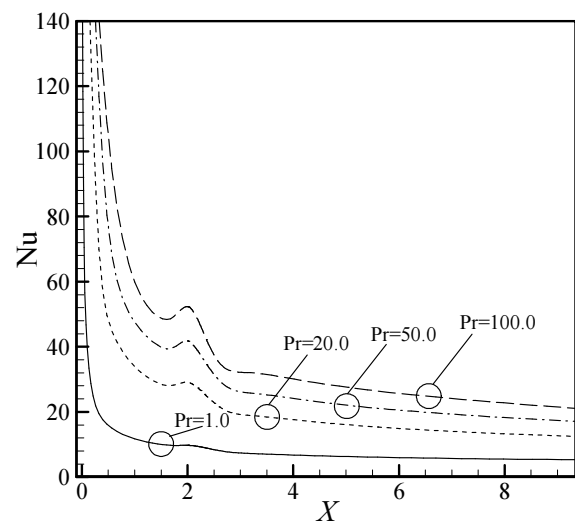
شکل ۲۳ منحنی تغییرات عدد ناسلت با ملحقه به عدد ناسلت بدون ملحقه بر حسب شاخص سیال برای دو عدد پراتنل مختلف



شکل ۲۴ منحنی تغییرات نسبت کارایی بر حسب شاخص سیال برای عدد پراتنل های مختلف

به دلیل وجود دو دیسک در لوله دو تغییرات در منحنی ناسلت و فشار دیده می شود که نشان دهنده اثر دیسک بر افت فشار و افزایش ناسلت است. همچنین مطابق قبل مشاهده می شود استفاده از سیال غلیظ شونده باعث کاهش انتقال حرارت و افزایش افت فشار می شود. نتایجی که تاکنون ارائه شد برای عدد پراتنل ۰/۷ می باشد که در این قسمت تأثیر ملحقه در پراتنل های مختلف بر افزایش انتقال حرارت برای سه سیال مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. تغییرات عدد ناسلت در طول لوله برای شاخص سیال ۰/۴ و عدد پراتنل های مختلف در شکل ۲۲ نشان داده شده است. با افزایش عدد پراتنل رشد و ضخامت لایه مرزی حرارتی در محدوده مورد بررسی کاهش یافته و با توجه به اینکه هرچه ضخامت لایه مرزی حرارتی کمتر باشد گرادیان دما داخل آن بیشتر است، پس در نهایت عدد ناسلت افزایش می یابد، زیرا عدد ناسلت وابسته به گرادیان دما می باشد.

شکل ۲۳ تغییرات عدد ناسلت با ملحقه به عدد ناسلت لوله خالی برای محدوده شاخص سیال بین ۰/۱ تا ۱/۴ برای دو عدد پراتنل ۱ و ۵۰ را نشان می دهد. مشاهده می شود که با قرار دادن ملحقه عدد ناسلت افزایش می یابد که تأثیر ملحقه بر افزایش عدد ناسلت برای شاخص سیال کوچک تر از ۰/۶ با افزایش عدد پراتنل بیشتر می شود. به عبارت دیگر با رقیق شدن بیشتر سیال و افزایش عدد پراتنل اثر ملحقه بر انتقال حرارت افزایش بیشتری می یابد.



شکل ۲۲ منحنی تغییرات عدد ناسلت در طول لوله بر حسب شاخص سیال برای عدد پراتنل های مختلف

- [3] Hsieh S. S., Wen M. Y., "Developing three-dimensional laminar mixed convection in a circular tube inserted with longitudinal strips", *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 39, No. 2, 1996, pp. 299-310.
- [4] Lokanath M. S., "Performance evaluation of full length and half length twisted tape inserts on laminar flow heat transfer in tubes", in *Proceedings of the 14th National Heat and Mass Transfer Conference and Third ISHMT-ASME Joint Heat and Mass Transfer Conference, IIT Kanpur, India, Paper No. HMT-97-031*, 1997, pp. 319-324.
- [5] Hsieh S. S., Huang I. W., "Heat transfer and pressure drop on laminar flow in horizontal tubes with/without longitudinal inserts", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 122, No. 3, 2000, pp. 465-475.
- [6] Inaba H., Ozaki K., "Heat transfer enhancement and flow-drag reduction of forced convection in circular tubes by means of wire coil insert", in *In Handbook of Compact Heat Exchanger (Eds R. K. Saha, K. J. Bell, S. Mochizuki, and V. V. Wadekar)*, 2001, pp. 445-451.
- [7] Saha S. K., 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 Journal of Heat Transfer*, Vol. 124, No. 3, 2002, pp. 421-432.
- [8] Tian L. T., He Y. L., Lei Y. G., Tao W. Q., "Numerical study of fluid flow and heat transfer in a flat-plate channel with longitudinal vortex generators by applying field synergy principle analysis", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, No. 2, 2009, pp. 111-120.
- [9] Alahyari Beig S., Mirzakhali E., and Kowsari F., "Investigation of optimal position of a vortex generator in a blocked channel for heat transfer enhancement of electronic chips", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 19-20, 2011, pp. 4317-4324.
- [10] Raja M., Arunachalam R. M., Suresh S., "Experimental Studies on Heat Transfer of Alumina/Water Nanofluid in a shell and Tube Heat Exchanger with Wire Coil Insert", *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, Vol. 7, No. 1, 2012, pp. 16-23.
- [11] Perng S. W., Wu H. W., Jue T. C., "Numerical investigation of heat transfer enhancement on a porous vortex-generator applied to a block-heated channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 11-12, 2012, pp. 3121-3137.
- [12] Promvong P., Pethkool S., Pimsarn M., Thianpong C., "Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts", *International Communications in Heat*

یعنی با افزایش پرانتل و کاهش شاخص سیال نسبت کارایی افزایش بیشتری می‌یابد. همچنین می‌توان گفت تغییرات عدد پرانتل تأثیر قابل توجهی بر نسبت کارایی برای سیال نیوتنی و غلیظ شونده ندارد.

۴- نتیجه‌گیری

جریان سیال نیوتنی و غیرنیوتنی داخل لوله با افزودن ملحقه دیسک در حالت آرام بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. تأثیر ضخامت، نسبت منظر و فاصله بین ملحقه بر روی انتقال حرارت، افت فشار و نسبت کارایی مورد مطالعه قرار گرفته است. از آنجا که با قرار گرفتن ملحقه در مسیر سیال علاوه بر انتقال حرارت، افت فشار نیز افزایش می‌یابد، برای بررسی عملکرد ملحقه نسبت کارایی آن تعیین گردید. نسبت کارایی برای ضخامت‌ها و نسبت منظرهای متفاوت مورد بررسی قرار گرفت. برای این نوع جریان و ملحقه دیسک نسبت منظر 0.25 و ضخامت $0.35D$ بالاترین نسبت کارایی را دارد. دو عامل مؤثر در افزایش انتقال حرارت توسط ملحقات، وقفه در رشد لایه مرزی و ایجاد جریان ثانویه می‌باشد. در محل ملحقات، فشار کاهش و انتقال حرارت افزایش می‌یابد. با مقایسه نتایج حاصل بین سیال رقیق شونده، نیوتنی و غلیظ شونده، مشاهده می‌شود که نسبت کارایی برای سیال رقیق شونده بزرگتر از دو سیال دیگر است. زیرا نسبت به سیال نیوتنی و غلیظ شونده دارای افت فشار کمتر و انتقال حرارت بیشتر است. تأثیر نوع (رئولوژی) سیال بر روی نسبت کارایی بیشتر از تأثیر هندسه ملحقه بر روی آن است. با افزایش تعداد ملحقات، نسبت کارایی تغییر چندانی نشان نمی‌دهد ولی انتقال حرارت افزایش می‌یابد. تأثیر ملحقه بر افزایش عدد ناسلت و انتقال حرارت برای شاخص سیال کوچکتر از 0.6 با افزایش عدد پرانتل بیشتر می‌شود.

۵- مراجع

- [1] Bergles A. E., *Techniques to Enhance heat transfer*. New York: McGraw-Hill, 1985.
- [2] Chen J. D., Hsieh S. S., "Assessment study of longitudinal rectangular plate inserts as tubeside heat transfer augmentative device", *International Journal Heat and Mass transfer*, Vol. 34, No. 10, 1991, pp. 2545-2553.

- on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Antalya, Turkey, 19-21 July 2010.
- [15] Wang L., Sunden B., "Performance comparison of some tube inserts", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 1, 2002, pp. 45-56.
- [16] Rohsenow W. M., Hartnett J. P., Cho Y. I., *Handbook of heat transfer* Vol. 3: McGraw-Hill New York, 1998.
- and Mass Transfer, Vol. 39, No. 7, 2012, pp. 953-959.
- [13] Patil A. G., "Laminar Flow Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Power-Law Fluids Inside Tubes with Varying Width Twisted Tape Inserts", *Journal Heat Transfer*, Vol. 122, No. 1, 2000, pp. 143-149.
- [14] Martínez D. S., García A., Solano J. P., Viedma A., "Heat Transfer Enhancement in Smooth Tube with Coil Insert in Laminar and Transitional Non-Newtonian Flow", in *7th International Conference*

Archive of SID