

بررسی عددی تأثیر تعداد پره بر نرخ افزایش انتقال گرمای داخل کانال در حضور سیال غیرنیوتنی

مهدی میرزاپور

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، واحد تهران شرق،

دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

مرتضی بیاتی*

استادیار، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده

در این پژوهش به بررسی عددی تأثیر تعداد پره و سهم دیواره پره‌دار و دیواره بدون پره از مقدار انتقال گرمای داخل یک داکت مستقیم با روش حجم محدود پرداخته شده است. تعداد پره‌ها ۱، ۳ و ۵ عدد انتخاب شده و سیال عامل آن محلول آبی کربوکسی متیل سلولز است که یک سیال غیرنیوتنی قانون توانی می‌باشد. در هر حالت، در اعداد رینولدز و پرانتل‌های مختلف، عدد ناسلت موضعی، ضریب انتقال گرما و مقدار افت فشار درون کانال محاسبه شده است. نتیجه شده که با افزایش تعداد پره‌ها، انتقال گرمای کلی افزایش می‌یابد ولی نرخ افزایش آن غیرخطی بوده و بخاطر تغییر الگوی جریان روند کاهشی دارد. همچنین سهم مقدار انتقال گرما در دیواره پره‌دار و دیواره بدون پره روند منظمی را طی نمی‌کند و به مکان قرارگیری پره‌ها وابسته است. بهینه بودن مقدار انتقال گرما و افت فشار داخل کانال به انتخاب تعداد و جانیامی پره‌ها وابسته است لذا باید بین مقدار افزایش انتقال گرمایی که به خاطر افزایش تعداد و مساحت سطح پره‌ها بوجود می‌آید و افزایش افت فشاری که همراه است، موازنه‌ای برقرار نمود. **واژه‌های کلیدی:** سیال غیر نیوتنی، انتقال گرما، کانال دارای پره.

Numerical Investigation of the effect of number of fins on the rate of heat channel transfer in the presence of non-Newtonian fluid

M. Mirzapour

Department of Mechanical Engineering, East Tehran branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

M. Bayati

Faculty of Aerospace engineering, Urmia University of Technology, Urmia, Iran

Abstract

In this research, the effect of the number of fins and contribution of walls with and without fin to the amount of heat transfer inside a straight channel has been investigated numerically. It contains 1, 3 and 5 fins separately. The Carboxymethyl cellulose aqueous solution (CMC) was considered as a power-law non-Newtonian fluid. The local Nusselt numbers, heat transfer coefficient and pressure drop have been studied at some Reynolds and Prandtl number. From this study, it has been concluded that the increasing the number of fins on the wall helps to increase total heat transfer but increasing rate of heat transfer has nonlinear trend with increasing the number of fins. The rate of heat transfer has decreasing trend due to differences in flow pattern. Also, the contribution of heat transfer on the walls with and without fins is not regular process and depends on the specific location of the fins. The optimum heat transfer and pressure drop are dependent on the number and spacing of the fins. Therefore, it is necessary to balance the amount of heat transfer increased due to the increase in the number and area of the fins surface and the increase in the pressure loss associated with it.

Keywords: non-Newtonian fluid, Heat transfer, Finned channel.

۱- مقدمه

شیمی، داروسازی، پتروشیمی، صنایع غذایی و صنایع الکترونیکی، این گروه از سیالات توجه ویژه‌ای را به خود جلب کرده‌اند. با توجه به اهمیت سیالات غیرنیوتنی در صنعت، و به منظور افزایش کارایی در بالا بردن انتقال گرما، این بررسی برای سیالات غیرنیوتنی انجام شده است. بر اساس مطالعات نظری، برای سیال نیوتنی، به نظر می‌رسد که گذر از جریان لایه‌ای به آشسته ناشی از مکانیزم ناپایداری‌های غیرخطی مرتبط با پیش‌آشفتگی‌های کوچک باشد. اما وضعیت سیالات غیرنیوتنی پیچیده‌تر و حساس‌تر و تعیین یک قالب ریاضی و تعمیم آن برای سایر حالات مشابه بسیار مشکل است. برای سیالات غیرنیوتنی رابطه تنش برشی و مقدار کرنش خطی نیست و مدل‌های مختلفی برای بیان رفتار آن‌ها وجود دارند که یکی از متداولترین آن‌ها مدل اسوالد دو وائل [۳] است که به مدل قانون توانی هم معروف است [۴].

بیلجن [۵] برای کنترل مقدار افزایش و یا کاهش انتقال گرما از پره در کانال استفاده کرده است. کنترل تغییرات انتقال گرما را با تغییر الگوی جریان انجام داده است. زاویه موج پره، باعث تغییر مسیر جریان و

انتقال گرمای اجباری در یک کانال یکی از موضوعات مهم در بسیاری از کاربردها همانند بویلرها با عملکرد بالا، راکتورهای شیمیایی، گردآورنده‌های خورشیدی و منابع تامین برق می‌باشد [۱]. در طول سالیان، مطالعات متعددی در مورد کانال‌های با مقطع مربع یا مستطیل و با گرمایش یکنواخت با جداره‌هایی که به صورت پیوسته، جدا جدا و یا عرضی توسط زائده‌ها به حالت رنده‌ای و خشن درآمدند انجام گرفته است. اثرات پارامترهای هندسی مثل نسبت ظاهری کانال، نسبت موانع عبور جریان (ارتفاع زائده)، زاویه حمله زائده، شکل زائده، ترتیب قرار گرفتن نسبی زائده‌ها (در یک راستا، به طور درهم، ضربدری و غیره) به طور قابل ملاحظه‌ای روی ضرایب انتقال گرمای منطقه‌ای و یا مجموعه‌ای تأثیر گذار بوده، که این بواسطه بالا رفتن میزان اغتشاش و یا افزایش سطح انتقال گرما بوده است [۲].

در سال‌های اخیر به علت کاربرد گسترده سیالات غیرنیوتنی در

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mbayati@uut.ac.ir

تغییر شدت اختلاط سیال عبوری از درون صفحات شده و در نتیجه میزان انتقال گرما و افت فشار در مبادله‌کن تغییر می‌کند [۶].

نکته بسیار مهم این است که در عمل، پره مناسب باید همزمان با قابلیت انتقال گرما بالا که بستگی به جنس و شکل آن دارد، دارای کمترین مقدار ماده مصرفی باشد تا ساخت و در نتیجه کاربرد آن کمترین هزینه ممکن را داشته باشد. این دو نکته در مورد یک پره به صورت ساده قابل بررسی نیست، بلکه باید بهینه‌ترین حالتی را پیدا کرد که در آن این شرایط به طور همزمان لحاظ گردد. در حالت کلی هر سیال که رابطه تنش برشی و نرخ کرنش آن غیرخطی باشد سیال غیرنیوتنی نامیده می‌شود که این نوع سیالات را به سه دسته سیالات غیرنیوتنی مستقل از زمان، سیالات غیرنیوتنی وابسته به زمان و سیالات ویسکوالاستیک تقسیم می‌کنند. بسیاری از سیال‌ها از رابطه پیشنهادی نیوتن تبعیت نمی‌کنند، به این معنی که با یک اندازه‌گیری منفرد از لزجت سیال، کل مشخصه‌های رئولوژیکی سیال مشخص نمی‌شود و امکان پیش‌بینی رابطه بین تنش و کرنش برای هر نوع تغییر شکلی فراهم نیست. اگر از معادله نیوتن یا معادله رئولوژیکی حالت برای اینگونه سیال‌ها استفاده شود، ملاحظه می‌شود که لزجت ثابت نمانده و با شدت برش تغییر می‌کند. در واقع افزایش پیچیدگی ساختار این مایعات سبب می‌شود که به همراه شدت برش ساختار ماده نیز تغییر یابد و در نتیجه لزجت سیال تغییر نماید [۷]. در سال ۱۳۹۴ اسکونی و اشجاری [۸] در پژوهشی به مطالعه عددی تأثیر بافل در انتقال گرما در کانال با پله رو به پایین پرداختند. به منظور بهینه‌سازی انتقال گرما، موانعی با شکل‌های مختلف در مسیر جریان قرار دادند. در پژوهش کوریم و همکارانش [۹] جریان سیال و انتقال گرما را در یک کانال کوچک پره‌دار و با چند درگاه بررسی کردند. این کانال با مقطع مستطیل شکل تحت شرایط مرزی شار گرمایی ثابت مورد بررسی قرار گرفت. این کانال کوچک با طول ۶۳۸ میلی‌متر از ۱۶ دریچه تشکیل شده است. چهارده تا از دریچه‌ها از کانال‌هایی با سطح مقطعی مستطیلی و پره‌دار برابر تشکیل شده بودند که عرض آنها ۱/۵ میلی‌متر و ارتفاعشان ۵/۸۵ یلی‌متر بود. آب دیونیزه شده به عنوان سیال کاری با عدد رینولدزی بین ۷۵ تا ۱۹۰ در یک درگاه تکی انتخاب شد. سه همبستگی برای ارزیابی فاکتور اصطکاک، عدد ناسلت محلی و عدد ناسلت متوسط در کانال‌های کوچک پیشنهاد شده بود.

در این پژوهش نتایج شبیه‌سازی جریان سیال شبه‌پلاستیک انتخاب شده در چهار هندسه‌ی مجزا بررسی می‌شود. مقدار انتقال گرما کلی، مقدار افت فشار و سهم دیواره بدون پره و دیواره پره‌دار با تغییر عدد رینولدز و پرانتل بررسی شده است.

۲- روش عددی

کانال شبه‌سازی شده به صورت دوبعدی با ارتفاع ۰/۵ متر (H=0.5) و طول ۲۰ متر می‌باشد. ابعاد طولی بر مبنای ارتفاع H بی‌بعد شده‌اند. با افزودن یک، سه و پنج پره، چهار هندسه‌ی مجزا مانند شکل ۱ برای بررسی اثر تغییر هندسه روی رفتار جریان تولید می‌شود. پره‌ها به صورت مربعی و دارای طول و ارتفاع H/4 هستند. پره‌ها همواره در فاصله‌ی

مساوی از یکدیگر قرار می‌گیرند. شکل ۱ ابعاد و فواصل پره‌ها را در هر چهار هندسه نشان می‌دهد. حل معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی که توسط معادلات (۱) تا (۴) معرفی شده‌اند توسط حل عددی در نرم‌افزار تجاری Fluent بر مبنای روش حجم محدود و بصورت پایا صورت گرفته است. برای تصحیح فشار از الگوریتم PISO استفاده شده و مدل آشفته هم مدل k-ε استاندارد بوده است.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{K}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

میزان انتقال گرما در دیواره بر مبنای قانون فوریه از طریق محاسبه‌ی گرادیان دما در جهت عمود بر دیواره‌ها بصورت معادله (۵) بدست می‌آید.

$$q_w = -K \frac{\partial T}{\partial n_w} \bigg|_{\text{wall}} \quad (5)$$

در سیالات نیوتونی، تانسور تنش با تانسور آهنگ تغییر شکل یا کرنش، طبق رابطه (۶) متناسب است.

$$\tau = \mu D \quad (6)$$

که در آن $D = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ تانسور آهنگ تغییر شکل است.

در صورتیکه سیالات غیرنیوتونی از رابطه‌ی خطی تنش با نرخ تغییر شکل سیال تبعیت نمی‌کنند. مقدار لزجت برای سیالات نیوتنی مستقل از تانسور D است. ولی در برخی از سیالات غیرنیوتونی، تانسور تنش بر اساس لزجت ظاهری و تانسور D به صورت معادله (۷) رابطه دارند.

$$\tau = \eta(D) D \quad (7)$$

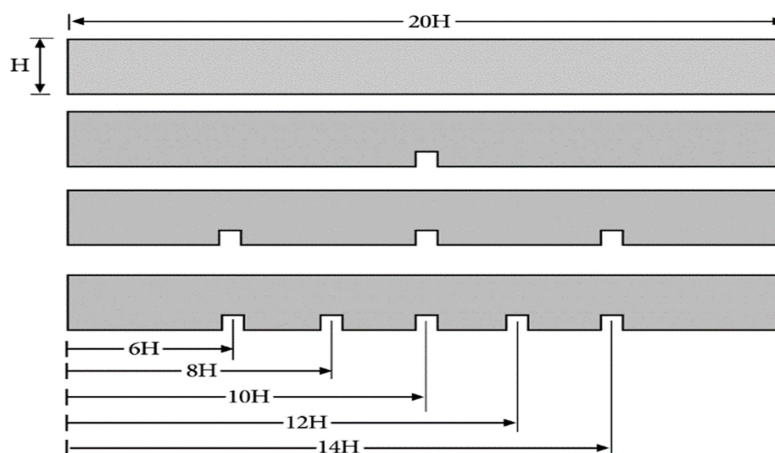
که تابع η تابعی از آهنگ برش $\dot{\gamma}$ است و به صورت معادله (۸) تعریف می‌شود.

$$\dot{\gamma} = \sqrt{\frac{1}{2} D_{ij} D_{ij}} \quad (8)$$

در سیالات غیرنیوتنی قانون توانی، ارتباط بین لزجت ظاهری و آهنگ برش طبق معادله (۹) تعریف می‌شود.

$$\eta = K \dot{\gamma}^{(n-1)} \quad (9)$$

در معادله (۹)، η لزجت ظاهری سیال غیر نیوتونی، K اندیس همسانی و n اندیس توانی است که بیانگر میزان انحراف سیال غیرنیوتونی از حالت نیوتونی است. حل جریان آشفته برای سیال غیرنیوتونی بدین‌صورت انجام می‌گیرد که در معادلات مومنتم و انتقال، کمیت‌های توربولانسی لزجت مولکولی (μ) با لزجت ظاهری (η) از رابطه (۹) جایگزین می‌شود.



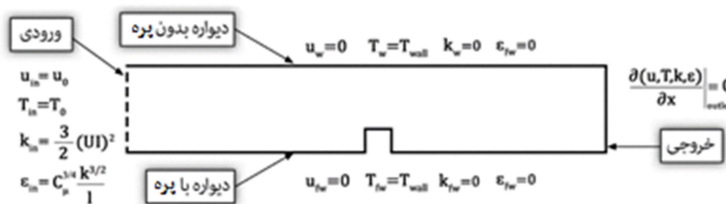
شکل ۱- طرحواره چهار هندسه‌ی مجزای حل شده

می‌دهد.

$$Re_{c,s} = \frac{\rho u_B^{2-n} D^n}{K} \quad (10)$$

سرعت ورودی ۵ متر بر ثانیه و دمای ورودی آن ۳۰۰ کلوین فرض شده است. البته برای بررسی اثر تغییرات رینولدز روی انتقال گرما، سرعت ورودی تغییر داده شده است. طرحواره دامنه‌ی حل، مرزها و ابعاد دامنه‌ی حل در شکل ۲ نشان داده شده است. برای مقایسه‌ی بهتر تأثیر تغییر خواص سیال، دیواره‌ی بالایی بدون پره با w و دیواره‌ی پایینی پره‌دار fw مشخص شده است.

شرایط مرزی طبق شکل ۲ تعریف شده است. سرعت و دمای ورودی یکنواخت بوده و هر دو دیواره نیز دمای ثابت دارند. متغیرهای توربولانسی بر مبنای قطر هیدرولیکی و شدت توربولانسی در ورودی تعیین شده‌اند. تعریف رینولدز با توجه به متغیر بودن لزجت سیال غیرنیوتونی متفاوت از سیال نیوتونی است. در این پژوهش از رینولدز کولین-شوارتز استفاده شده است. به این صورت که یک آهنگ تغییر شکل شاخص به صورت $\dot{\gamma} = u_B / D$ در نظر گرفته می‌شود. با جایگزینی این آهنگ تغییر شکل شاخص در مدل توانی، لزجت ظاهری بصورت $\eta = K(u_B/D)^{n-1}$ بدست می‌آید. قرار دادن لزجت ظاهری در رابطه‌ی اصلی رینولدز، معادله‌ی کولین-شوارتز را مانند معادله (۱۰) نتیجه



شکل ۲- شرایط مرزی

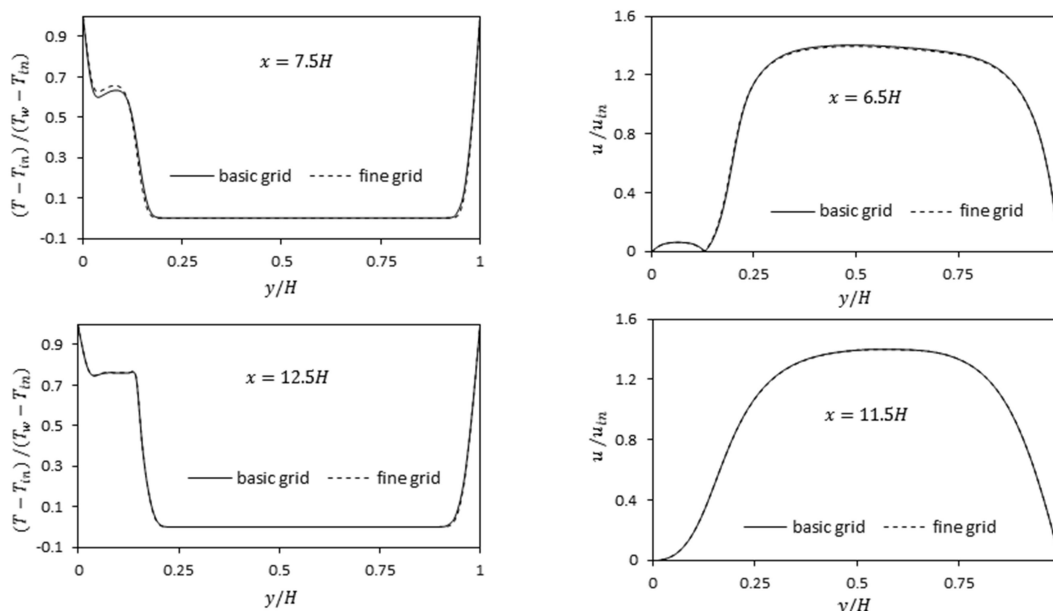
کربوکسی متیل سلولز ۰.۴٪ جرمی^۱ است که از نوع سیالات شبهپلاستیک می‌باشد. لزجت دینامیکی این محلول توسط پینهو و وایتلا [۱۰] به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفته است. برای این سیال اندیس توانی ۰.۵۶، اندیس همسانی ۰/۴۴۷ بدست آمده است. لزجت این سیال در محدوده‌ی ۰/۰۰۷۱۶۹ Pa.s تا ۰/۰۵۵۴ تغییر می‌کند. ضمن اینکه خواص گرمای سیال تقریباً برابر با آب فرض می‌شود. اگر لزجت سیال در ورودی برابر کمینه‌ی لزجت در نظر گرفته شود آنگاه عدد رینولدز در ورودی به مقدار $Re = \rho u_B D / \eta_{max} = 45000$ بدست می‌آید. به منظور بررسی کفایت شبکه‌ی محاسباتی برای حل جریان،

در هر چهار کانال مورد بررسی بدون پره، با یک پره، با سه پره و با پنج پره، از شبکه چهار وجهی باسازمان استفاده شده که به ترتیب ۸۰۰۰، ۳۴۰۰۰، ۶۹۶۰۰ و ۱۱۸۰۰۰ سلول تشکیل شده است. شبکه با حرکت به سمت خروجی و ورودی با رعایت بیشینه‌ی نسبت طول و عرض ۱۰، درشت‌تر می‌شود. برای دقت بیشتر در رصد میزان انتقال گرما در عین کاهش بار محاسباتی لایه‌های شبکه‌ی محاسباتی نزدیکی دیواره که در آن‌ها گرادیان سرعت و دما زیاد است با روش انطباق ناحیه‌ای ریز شده است بطوریکه مقدار y^+ در تمامی نقاط زیر ۱۶ است. هر چند این مقدار برای مدلسازی لایه‌های زیرین لایه مرزی زیاد به نظر می‌رسد ولی مقایسه نتایج کافی بودن آن را برای بررسی انتقال گرما داخل کانال نشان می‌دهد. سیال انتخاب شده برای بررسی، محلول آبی پلیمر سدیم

¹ CMC 0.4%

دارد اندازه‌ی سرعت بی‌بعد در این دو مقطع برای شبکه‌ی پایه و ریز مقایسه شده است. همچنین دمای دو مقطع دیگر یکی در $x=7.5H$ که قبل از پره دوم و دیگری مقطع $x=12.5H$ که بعد از پره چهارم قرار دارد، مقدار دمای بی‌بعد مقایسه شده است. تطابق مناسب نتایج در دو شبکه حکایت از استقلال نتایج از شبکه محاسباتی را دارد. این مقایسه در شکل ۳ نشان داده شده است.

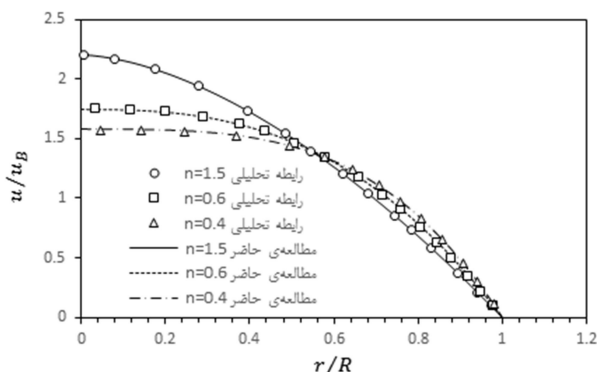
شبکه‌ی تولید شده برای پیچیده‌ترین هندسه که پنج پره در دیواره‌ی پائینی دارد یک مرحله ریز می‌شود به طوری که ابعاد نصف و هر سلول به چهار سلول ریزتر تقسیم می‌شود و حل تا حصول همگرایی ادامه پیدا می‌کند. شبکه‌ی پایه دارای ۱۱۸۰۰۰ سلول و شبکه‌ی ریز ۴۷۲۰۰۰ سلول هستند. اندازه سرعت در دو مقطع در طول کانال یکی در $x=6.5H$ که بعد از پره اول و دیگری در مقطع $x=11.5H$ که قبل از پره چهارم قرار



شکل ۳- سرعت و دمای بی بعد شده برای شبکه پایه و شبکه ریز شده

لازم به ذکر است که این نتایج برای رینولدز $Re_{c,s} = 1000$ بدست آمده است. مطابق انتظار با کاهش اندیس توانی پروفیل سرعت توسعه‌یافته تخت‌تر می‌شود و نفوذ چسبندگی از دیواره‌ها کمتر می‌شود. برعکس با افزایش اندیس توانی، قله‌ی سرعت تیزتر می‌شود. تغییر اندیس توانی علاوه بر قله‌ی سرعت رفتار سیال نزدیک دیواره را تحت تأثیر قرار می‌دهد. با توجه به ثابت ماندن انتگرال زیر پروفیل سرعت، با افزایش اندیس توانی گرادینان سرعت نزدیک دیواره کاهش می‌یابد.

اولین گام در استفاده از روش عددی، اطمینان از صحت پاسخ آن است که به وسیله‌ی مقایسه‌ی نتایج حاصل از آن با اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی یا حل تحلیل معادله‌ی گسسته‌سازی شده انجام می‌شود. با توجه به ساده بودن هندسه که امکان حل تحلیلی را میسر می‌کند، نتایج کد فلوئنت استفاده شده در مطالعه‌ی حاضر با رابطه‌ی تحلیلی مرجع [۱۱] برای جریان داخل لوله‌ی متقارن محوری مقایسه شده است. همان‌طوری که شکل ۴ نشان می‌دهد پروفیل سرعت توسعه‌یافته برای سه اندیس توانی ۰/۴، ۰/۶ و ۱/۵ با نتایج کد Fluent تطابق کامل دارد.

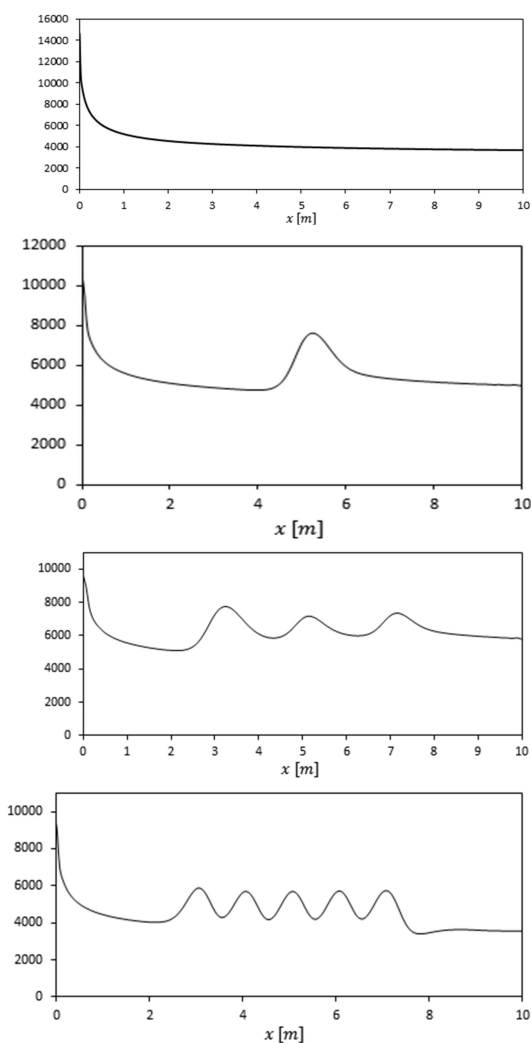


شکل ۴- نتایج حلگر با نتایج مرجع [۱۱] در اندیس‌های توانی مختلف

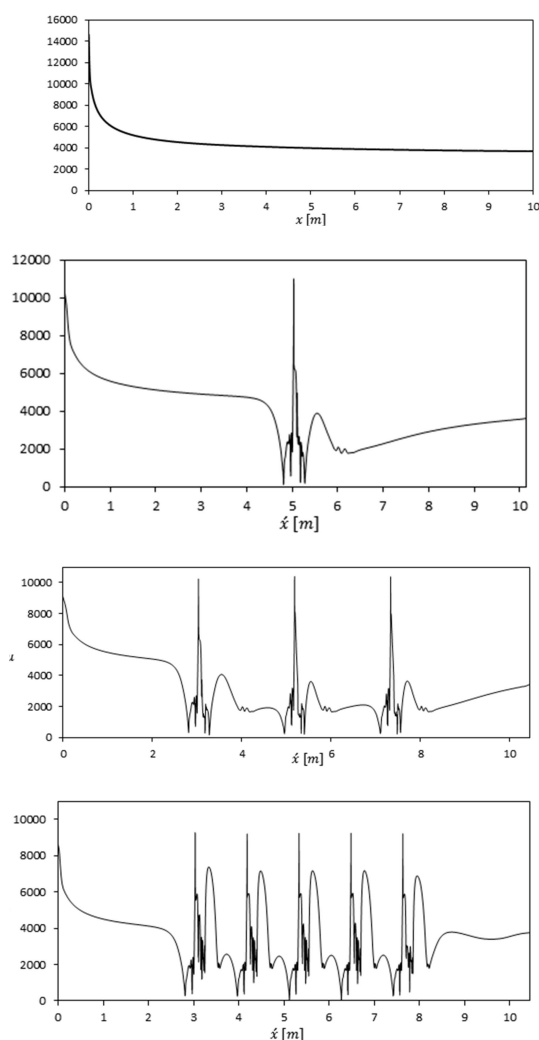
یافته می‌رسد. اگر عد ناسلت در فاصله کوچکی از ابتدای کانال بررسی شود، مشاهده می‌شود که یک افزایش جزئی در ابتدای لوله وجود دارد که در شکل ۶ نشان داده شده است.

شکل ۵ عدد ناسلت را در روی دیوارهای بدون پره و با پره در هر چهار هندسه نشان می‌دهد. در کانال بدون پره بعد از فاصله‌ی پنج برابر قطر هیدرولیکی مقدار ناسلت ثابت و برابر ۳۶۰۰ شده‌است که حاکی از توسعه‌یافتگی گرمایی سیال است. کاهش ناگهانی ناسلت از ورودی کانال شروع شده و تا فاصله‌ی طولی یک قطر هیدرولیکی ادامه می‌یابد. پس از آن کاهش ناسلت به صورت تدریجی بوده و در نهایت به مقدار توسعه

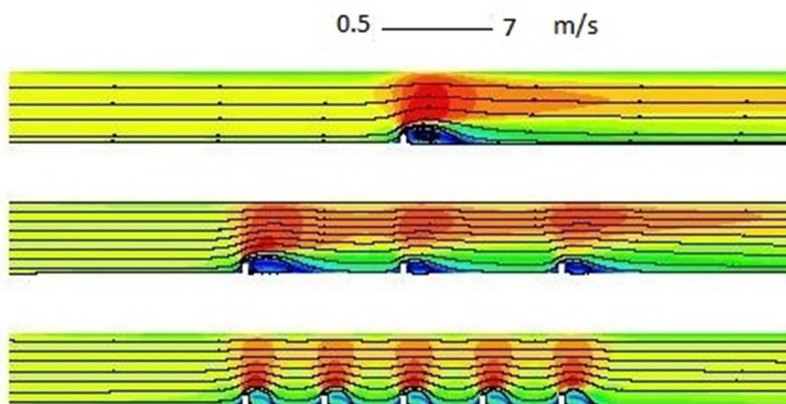
ناسلت موضعی در روی دیواره بدون پره



ناسلت موضعی در روی دیواره پره‌دار



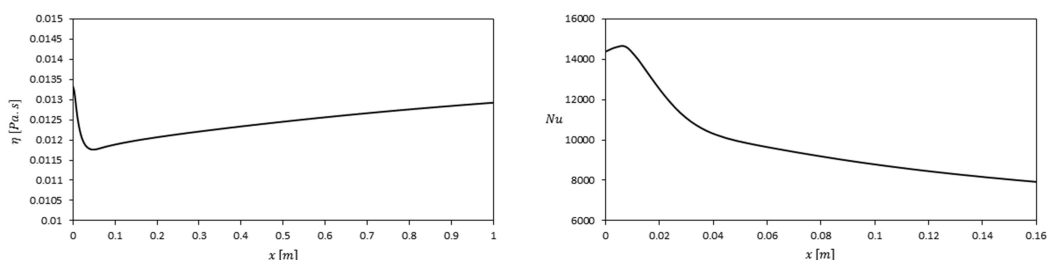
شکل ۵- ناسلت موضعی در دیواره با پره (سمت راست) و بدون پره (سمت چپ) به ترتیب از بالا به پایین در کانال بدون پره، یک پره، سه پره و پنج پره



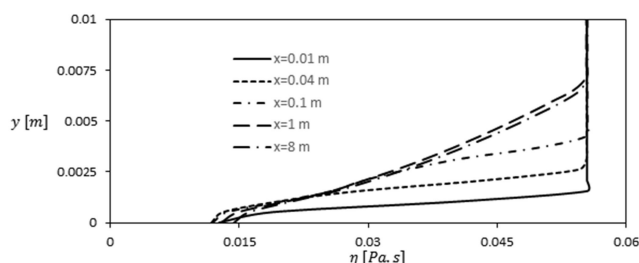
شکل ۶- کانتور سرعت و خطوط جریان در کانال‌های ۱، ۳ و ۵ پره

باعث بروز تغییراتی در نرخ تغییرات انتقال گرما و افت فشار می‌شود که در جدول ۱ مشخص است. بررسی لزجت ظاهری سیال در نزدیکی دیواره رفتار عدد ناسلت را تأیید می‌کند. همان‌طور که شکل ۷ نشان می‌دهد، لزجت ظاهری در ابتدای کانال یک کاهش ناگهانی دارد این کاهش، لایه مرزی هیدرودینامیکی و حرارتی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. شکل ۸ تغییرات لزجت ظاهری با ارتفاع کانال را در پنج مقطع متفاوت نمایش می‌دهد.

شکل ۶ کانتور سرعت و خطوط جریان را در کانال‌های با یک، سه و پنج پره نشان می‌دهد. با رسیدن جریان به پره‌ها، جریان به سمت بالا و سپس در راستای پره حرکت می‌کند و این باعث افزایش گرادیان سرعت در گلوگاه‌ها می‌شود. در این نقاط جهش ناگهانی در عدد ناسلت اتفاق می‌افتد که در شکل ۵ بوضوح دیده می‌شود. در بعد از پره‌ها یک گردابه تشکیل می‌شود. در تعداد پره‌های ۱ و ۳ عدد، جریان سیال قبل از رسیدن به پره بعدی مسیر خود را پیدا می‌کند ولی در کانال با پنج پره، فاصله پره‌ها به اندازه‌ای کم است که جریان نمی‌تواند حالت و مسیر طبیعی خود را پیدا کند و لذا قله نوسانات عدد ناسلت در کانال پنج‌پره‌ای کمتر از کانال‌های دیگر است. همین رفتار در کانال پنج پره‌ای



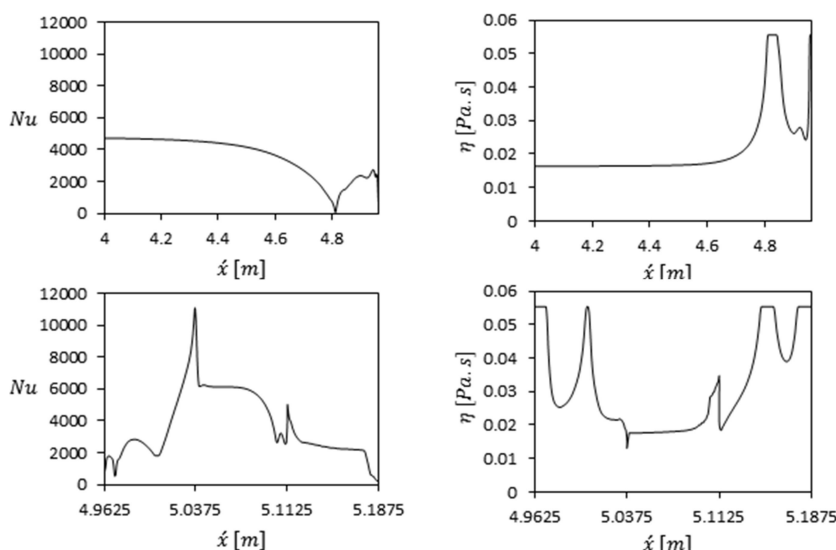
شکل ۷- مقدار ناسلت موضعی و لزجت ظاهری در ابتدای کانال بدون پره



شکل ۸- لزجت ظاهری در مجاورت دیواره در طول کانال بدون پره

در شکل ۵ در نمودارهایی که برای کانال‌های پره‌دار هستند ناسلت موضعی دیواره‌ی بدون پره نسبت به ناسلت روی دیواره‌ی پره‌دار توزیع یکنواخت‌تری دارد. اولین نکته کاهش شدید مقدار ناسلت روی دیواره تا رسیدن به ریشه‌ی پره است. نوسانات مقدار ناسلت در مجاورت تمام پرها با الگوی مشابهی تکرار می‌شوند. در هندسه‌ی بدون پره مقدار ناسلت بعد از فاصله‌ی ۲/۵ متر به مقدار ۳۶۰۰ میل می‌کند. در صورتی که ناسلت در دیواره پره‌دار در مجاورت پره به نزدیک صفر سقوط می‌کند و افزایش مقدار ناسلت در پرها در پایین دست پرها رخ داده ولی تا انتهای کانال به مقدار اولیه ابتدای هر کانال نمی‌رسند. نمودار تغییرات ناسلت موضعی در طول دیواره‌ی بدون پره در کانال پنج پره نشان می‌دهد میزان افزایش ناسلت در مجاورت محل پره نسبت به هندسه‌ی

تک‌پره و سه‌پره کاهش محسوسی دارد. شکل ۹ لزجت ظاهری و عدد ناسلت را بلافاصله قبل از پره و روی پره در کانال یک پره نشان می‌دهد. تناظر جالبی بین تغییرات ناسلت و لزجت ظاهری در مجاورت دیواره دیده می‌شود. افزایش تدریجی لزجت ظاهری که به دلیل کاهش آهنگ تغییر شکل جریان قبل از پره رخ می‌دهد باعث شده است مقدار ناسلت به صورت قابل توجهی کاهش یابد. روند کلی تغییر ناسلت روی پره به این صورت است که روی دیواره‌ی اول عمودی پره، ناسلت افزایش و روی دیواره‌ی بالایی و دیواره‌ی عمودی دوم، کاهش می‌یابد. تغییر لزجت ظاهری تغییرات ناسلت را شدت می‌بخشد ولی عامل موثر در روند تغییرات، گردابه‌های تشکیل شده در اطراف پره است.



شکل ۹- ناسلت موضعی و لزجت ظاهری روی دیواره‌ی پره‌دار قبل از پره (بالا) و روی پره (پایین) در کانال یک‌پره

گردابه‌های بین پرها است که در کانتر سرعت و خطوط جریان شکل ۶ قابل مشاهده است. در تمام حالات مشاهده می‌شود که سهم دیواره بدون پره از دیواره با پره بیشتر است.

جدول ۱- افت فشار، انتقال گرما کلی و سهم دیواره‌های پره‌دار و بدون پره

تعداد پره	افت فشار (KPa)	انتقال گرما (KW)	سهم دیواره بدون پره	سهم دیواره پره‌دار
۰	۲/۱۲۷	۳۵۶۳/۷۶۶	٪ ۱۰۰	۰
۱	۵/۱۲۱	۲۸۳۵/۲۰۳	٪ ۵۸	٪ ۴۲
۳	۸/۸۸۷	۲۸۷۵/۱۱۴	٪ ۶۵/۲	٪ ۳۴/۸
۵	۵/۶۰۷	۳۱۴۴/۶۸۸	٪ ۵۳/۴	٪ ۴۶/۶

تغییرات سهم دیواره‌ی پره‌دار از کل انتقال گرما با افزایش تعداد

جدول ۱ افت فشار و انتقال گرما کلی و سهم هر یک از دیواره‌ها را نشان می‌دهد. علیرغم اینکه میزان انتقال گرما کلی برای کانال تک‌پره نسبت به کانال بدون پره ۱۰/۶٪ افزایش داشته است، سهم دیواره‌ی پره‌دار کمتر از دیواره‌ی بدون پره است. مقدار انتقال گرما از دیواره‌ی پره‌دار نسبت به دیواره بدون پره ۱۶٪ کمتر است. در کانال سه پره انتقال گرما کلی نسبت به هندسه‌ی تک پره ۱/۴٪ افزایش یافته است که این مقدار افزایش نسبت به افزایش انتقال گرما از هندسه‌ی بدون پره به تک‌پره بسیار کمتر است. بررسی جزئی مقدار انتقال گرما نشان‌دهنده‌ی افزایش چشم‌گیر وزن انتقال گرما دیواره‌ی بدون پره است. کانال سه‌پره نسبت به تک‌پره، سهم دیواره بدون پره ۷/۲٪ افزایش و سهم دیواره‌ی پره‌دار به همین اندازه کاهش داشته است. افت فشار هم در این هندسه مطابق انتظار بیشتر از حالت قبل است. در بررسی کانال پنج پره مقادیر انتقال گرما کلی از دو دیواره برای این هندسه که در جدول ۱ آمده این مسئله را بهتر روشن می‌کند. انتقال گرما کلی کانال ۹/۳۷٪ نسبت به حالت سه‌پره افزایش داشته است. سهم دیواره‌ی پره‌دار از انتقال گرما بیشتر از هندسه‌های تک‌پره و سه پره است. ریشه‌ی این رفتار بخاطر تغییر الگوی جریان و شکل

پرده روند منظمی ندارد. افزوده شدن اولین پرده سهم دیواره‌ی پرده‌دار را به ۴۲٪ می‌رساند. در هندسه‌ی سه پرده دیواره‌ی پرده‌دار ۳۴/۸۱٪ از کل انتقال گرما از دیواره به سیال را به عهده دارد و این عدد در کانال پنج پرده ۴۶/۶٪ است. علت این تغییرات غیر منتظره در جاگیری خاص پرده‌ها است که سبب می‌شود گردابه‌ی تشکیل شده بعد از پرده تحت تأثیر پرده بعدی قرار گرفته و محدوده‌ی بسیار کمتری را پوشش دهد. این موضوع در کانتور سرعت و خطوط جریان که در شکل ۶ آمده است، قابل مشاهده می‌باشد. تغییر وضعیت گردابه‌ها روی مقدار افت فشار هم تأثیر می‌گذارد طوری که افت فشار در کانال پنج پرده نسبت به کانال سه پرده کاهش پیدا کرده است.

۳- تأثیر عدد رینولدز

جدول ۲ مقدار سرعت یکنواخت ورودی و رینولدز متناظر با آن را نشان می‌دهد. اعداد رینولدز بر مبنای لزجت بیشینه و رینولدز معادل کولین-شوارتز محاسبه شده‌اند.

جدول ۲- سرعت یکنواخت ورودی و رینولدز متناظر با آن

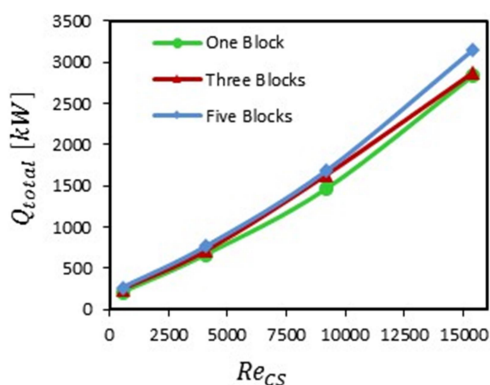
سرعت یکنواخت (ms ⁻¹)	رینولدز بر اساس بیشینه‌ی لزجت	رینولدز کولین-شوارتز
۰/۵	۴۵۰۰	۵۵۸
۲	۱۸۰۰۰	۴۱۰۹
۳/۵	۳۱۵۰۰	۹۲۰۰
۵	۴۵۰۰۰	۱۵۳۷۶

مقدار انتقال گرما در چهار رینولدز مختلف برای کانال تک پرده، سه پرده و پنج پرده در جدول ۳ آمده است. مطابق انتظار کاهش رینولدز باعث کاهش میزان انتقال گرما از دیواره‌ها می‌شود. تغییر عدد رینولدز از طریق تغییر دبی ورودی حاصل شده که تأثیر کاهش دبی، کاهش مقدار انتقال گرما بوده است. حجم گردابه‌ی تشکیل شده بعد از پرده با کاهش رینولدز کمتر می‌شود بطوری که در رینولدز بیشینه (۱۵۳۷۶) دامنه‌ی انتشار این گردابه بیشتر از شش برابر عرض پرده است در حالی که در رینولدز کمینه (۵۵۸) عرض این گردابه از دو برابر عرض پرده تجاوز نمی‌کند. این کاهش حجم گردابه نحوه‌ی توزیع مقدار انتقال بین دیواره‌ها را تغییر می‌دهد. در هر سه هندسه‌ی دارای پرده، با کاهش رینولدز سهم دیواره‌ی پرده‌دار افزایش می‌یابد. سهم دیواره‌ی پرده‌دار در رینولدز کمینه ۵۵۸ بیشتر از دیواره‌ی بدون پرده است که نشان می‌دهد موازنه‌ی انتقال گرما که وابسته به گردابه‌های تشکیل شده بعد از پرده است با عدد رینولدز رابطه مستقیم دارد بطوریکه بعد از یک رینولدز مشخص حجم گردابه به حدی می‌رسد که باعث می‌شود سهم دیواره بدون پرده از دیواره پرده‌دار در مقدار انتقال گرما بیشتر می‌شود.

جدول ۳- شار گرمایی کلی دفع شده به سیال و سهم دیواره‌ها در رینولدزهای مختلف

تعداد پرده	رینولدز کولین-شوارتز	شار گرمایی کلی (KW)	سهم دیواره بدون پرده	سهم دیواره پرده‌دار
۱	۵۵۸	۲۰۲/۱۳۵	٪ ۴۶	٪ ۵۴
	۴۱۰۹	۶۶۴/۱۹۵	٪ ۵۰/۵۲	٪ ۴۹/۴۸
	۹۲۰۰	۱۴۶۴/۴۱۶	٪ ۵۶/۶	٪ ۴۳/۴
	۱۵۳۷۶	۲۸۳۵/۲۰۳	٪ ۵۸	٪ ۴۲
۳	۵۵۸	۲۴۰/۱۸۲	٪ ۴۰/۸	٪ ۵۹/۲
	۴۱۰۹	۷۱۱/۸۱۴	٪ ۵۱/۲۲	٪ ۴۸/۷۸
	۹۲۰۰	۱۶۳۵/۸۴۶	٪ ۶۲/۳۸	٪ ۳۷/۶۲
	۱۵۳۷۶	۲۸۷۵/۱۱۴	٪ ۶۵/۱۹	٪ ۳۴/۸۱
۵	۵۵۸	۲۶۵/۳۹۱	۳۷/۲	٪ ۶۲/۸
	۴۱۰۹	۷۶۹/۴۹۲	٪ ۵۰/۲۶	٪ ۴۹/۷۴
	۹۲۰۰	۱۶۸۴/۴۳۴	٪ ۵۱/۵۲	٪ ۴۸/۴۸
	۱۵۳۷۶	۳۱۴۴/۶۸۷	٪ ۵۳/۷۴	٪ ۴۶/۲۶

برای درک بهتر از نحوه‌ی تغییر میزان انتقال گرما با عدد رینولدز، منحنی تغییرات انتقال گرما بر اساس رینولدز برای هر سه هندسه در شکل ۱۰ رسم شده است. همان طوری که در شکل دیده می‌شود با شروع از کمترین رینولدز، انتقال گرما در هر سه هندسه نسبتاً نزدیک به هم هستند ولی با حرکت به سمت رینولدزهای بیشتر اختلاف انتقال گرما در هندسه‌ها بیشتر می‌شود. در بیشترین رینولدز انتقال گرمایی هندسه‌ی سه پرده و تک پرده به هم نزدیک است ولی هندسه‌ی پنج پرده بیشترین اختلاف را در این رینولدز از دو هندسه‌ی دیگر دارد.



شکل ۱۰- تغییرات انتقال گرما با رینولدز در هر سه کانال تک پرده، سه پرده و پنج پرده

۴- تأثیر عدد پرانتل

شبیه‌سازی در ۵ عدد پرانتل غیر از پرانتل پیش فرض (۱۱۳۱/۲) اجرا شده است که مقادیر اعداد پرانتل و ضریب رسانایی گرمایی در جدول ۴ گزارش شده است. در این بررسی مقدار رینولدز ثابت و برابر با رینولدز متناظر با سرعت یکنواخت ورودی ۵ متر بر ثانیه نگه داشته می‌شود.

جدول ۴- رسانایی گرمایی در حالت‌های مختلف و پرانتل‌های

متناظر با آن		
پرانتل بر اساس بیشینه‌ی	پرانتل معادل	رسانایی گرمایی
لزجت		
۷۷۲/۲۸	۲۲۶۲/۴	۰/۳
۳۸۲/۱۴	۱۱۳۱/۲	۰/۶
۲۵۷/۴۳	۷۵۴/۱۳	۰/۹
۱۹۳/۰۷	۵۶۵/۶۰	۱/۲
۱۲۸/۷۱	۳۷۷/۰۷	۱/۸

شده بعد از پره است و این روند تغییرات در همه رینولدزها و اعداد پرانتل مشاهده می‌شود. با افزایش تعداد پره، گردابه‌ی تشکیل شده تحت تأثیر پره بعدی قرار گرفته و محدوده‌ی بسیار کمتری را پوشش دهد. تغییر وضعیت گردابه‌ها روی مقدار افت فشار هم تأثیر می‌گذارد طوری که افت فشار در کانال پنج‌پره نسبت به کانال سه‌پره کاهش پیدا کرده‌است.

کاهش عدد رینولدز، میدان جریان و مقدار انتقال گرما را تحت تأثیر قرار می‌دهد. در هر سه هندسه‌ی دارای پره، با افزایش رینولدز سهم دیواره‌ی بدون پره‌دار افزایش می‌یابد.

افزایش عدد پرانتل به دلیل تأثیر ناپذیری معادله‌ی مومنتم از معادله‌ی انرژی، باعث تغییر ویژگی‌های میدان جریان نشده است ولی مقدار انتقال گرمای کلی را به شدت تحت تأثیر قرار داده است. بنابراین اثر غیرنیوتونی بودن که از طریق تغییرات لزجت ظاهری در میدان حل ظاهر می‌شود، با تغییرات پرانتل بروز نمی‌یابد. افزایش این پارامتر که با تغییرات رسانایی گرمایی حاصل می‌شود، مقدار کلی انتقال گرما را افزایش می‌دهد ولی تأثیر چندانی روی سهم دیواره‌های مختلف ندارد. سهم دیواره‌ی پره‌دار در کانال‌های تک‌پره و سه‌پره با افزایش پرانتل به صورت نامحسوسی افزایش می‌یابد در حالیکه این پارامتر در کانال پنج‌پره به صورت ناچیزی سیر نزولی پیدا می‌کند.

تعیین تعداد و جانمایی پره‌ها بر میزان انتقال گرما و افت فشار داخل کانال تأثیر دارد لذا باید بین مقدار افزایش انتقال گرمایی که به خاطر افزایش تعداد و مساحت سطح پره‌ها وجود می‌آید و افزایش افت فشاری که همراه است، موازنه‌ای وجود داشته باشد تا راندمان سیستم افت نکرده و توان بالایی برای غلبه بر افت فشار مصرف نشود. با انتخاب صحیح آنها می‌توان مقدار انتقال گرما را بهینه نمود.

۶- مراجع

- [1] Turgut O., Onur N., Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, No. 3, pp. 274-279, 2009.
- [2] Jansangsuk D., Khanoknaiyakarn C. and Promvong P., Experimental study on heat transfer and pressure drop in a channel with triangular V-ribs, "*Proceedings of the International Conference on Energy and Sustainable Development: Issues and Strategies (ESD 2010)*", Chiang Mai, pp. 1-8, 2010.
- [3] Kim G. B., Hyun J. M., Kwak H. S., Transient buoyant convection of a power-law non-Newtonian fluid in an enclosure. *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 36, No. 19, pp. 3605-3617, 2003.
- [4] Perona P., An experimental investigation of laminar-turbulent transition in complex fluids. *Journal of Food Engineering*, Vol. 60, No. 2, pp. 137-145, 2003.
- [5] Bilgen E., Natural convection in cavities with a thin fin on the hot wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 17, pp. 3493-3505, 2005.
- [6] Junqi D., Jiangping C., Zhijiu C., Yimin Z. and Wenfeng Z., Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 11, pp. 2066-2073, 2007.
- [7] Ghanbari O., Javaherdeh K., Numerical simulation of nanofluid turbulent flow in double pipe heat exchanger

مقدار انتقال گرمای کلی کانال برای کانال‌های پره‌دار در پرانتل مختلف در جدول ۵ آمده است. مقدار انتقال گرما در پرانتل بالاتر، افزایش یافته است ولی سهم دیواره‌ی پره‌دار و بدون پره با تغییرات پرانتل تقریباً ثابت مانده است.

جدول ۵- مقدار شار گرمایی کلی دفع شده به سیال و سهم

دیواره‌ها در پرانتل‌های مختلف			
تعداد پره	پرانتل معادل	شار گرمای کلی (KW)	سهم دیواره بدون پره
			سهم پره‌دار
	۲۲۶۲/۴	۱۸۵۳/۱۰۱	% ۵۸/۱۷
	۱۱۳۱/۲	۲۸۳۵/۲۰۳	% ۵۸
۱	۷۵۴/۱۳	۳۶۲۰/۷۸۳	% ۵۷/۸۸
	۵۶۵/۶	۴۳۰۸/۷۶۷	% ۵۷/۷۵
	۳۷۷/۰۷	۵۵۱۱/۸۵۷	% ۵۷/۴۹
	۲۲۶۲/۴	۱۸۶۴/۰۳۳	% ۶۵/۷۸
	۱۱۳۱/۲	۲۸۷۵/۱۱۴	% ۶۵/۱۹
۳	۷۵۴/۱۳	۳۶۸۶/۸۴	% ۶۴/۸۶
	۵۶۵/۶	۴۴۰۱/۰۵۴	% ۶۴/۵۸
	۳۷۷/۰۷	۵۶۵۲/۴۹۶	% ۶۴/۰۷
	۲۲۶۲/۴	۱۱۱۵/۵۶۵	% ۵۴/۵۷
	۱۱۳۱/۲	۳۱۴۴/۶۸۸	% ۵۳/۷۴
۵	۷۵۴/۱۳	۴۰۷۲/۳۷۳	% ۵۳/۷۸
	۵۶۵/۶	۴۸۰۹/۶۸۷	% ۵۴/۱۴
	۳۷۷/۰۷	۶۱۷۷/۷۴۹	% ۵۳/۱۸۸

با افزایش پرانتل به صورت چشم‌گیر مقدار انتقال گرما افزایش می‌یابد. چراکه افزایش این پارامتر متناسب با تغییرات رسانایی گرمایی است ولی از آنجا که تأثیری در الگوی جریان ندارد لذا تأثیر چندانی روی سهم دیواره‌های مختلف ندارد. سهم دیواره‌ی پره‌دار در کانال‌های تک‌پره و سه‌پره با افزایش پرانتل به صورت نامحسوسی افزایش می‌یابد در حالیکه این پارامتر در کانال پنج‌پره به صورت ناچیزی نزولی شده است.

۵- بحث و نتیجه‌گیری

در این پژوهش مشخص شده است که هرچند با افزایش تعداد پره، مقدار انتقال گرمای کلی افزایش می‌یابد ولی نرخ افزایش آن مستقیم نبوده و بنابر الگوی جریان روند کاهشی دارد. همچنین سهم مقدار انتقال گرما در دیواره پره‌دار و دیواره بدون پره روند منظمی را طی نمی‌کند و به شدت تحت تأثیر جانمایی پره‌ها و گردابه‌های تشکیل

- equipped with circular fins, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 13, pp. 51-55, 1395. (in Persian فارسی)
- [8] Osquee A., Ashjaari M. A., Numerical study of baffel effects on channel heat transform with downward step, *Development of Engineering Sciences Conference*, Ayandegan College of Tonekabon, Tonekabon, Iran, 1394. (in Persian فارسی)
- [9] Cevrim B., Yazicioglu A. G. and Kakac S., Experimental Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer in Multi-Port Finned Mini-Channel. *Hittite Journal of Science & Engineering*, Vol. 3, No. 1, 2016.
- [10] Pinho F., Whitelaw J., Flow of non-Newtonian fluids in a pipe. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, Vol. 34, No. 2, pp. 129-144. 1990.
- [11] Yoshida T., Sato T., Oyama H., Numerical Simulation of Mud Erosion by Water Flow in Porous Media Using Lattice Boltzmann Method. In *Eleventh Ocean Mining and Gas Hydrates Symposium. International Society of Offshore and Polar Engineers*, 21-27 June, Kona, Hawaii, USA, 2015.