

بررسی پارامترهای موثر بر راندمان حرارتی در یک کانال متخلخل در شرایط تعادل حرارتی محلی

زهرة پورشریف^۱

حسام الدین سالاریان^{*۲}

h_salaryan@yahoo.com

کوروش جواهرده^۳

مجید اسحق نیموری^۴

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۸/۴

تاریخ دریافت: ۹۹/۱۲/۱۸

چکیده

زمینه و هدف: با بهبود عملکرد مبدل حرارتی، امکان کوچک‌سازی ابعاد و در نتیجه کاهش هزینه‌های تولید آن فراهم و این موضوع منجر به کاهش در مصرف سوخت و حفاظت بهتر از محیط زیست می‌شود. به همین منظور مهندسان روش‌های متعددی را برای افزایش انتقال حرارت و راندمان حرارتی پیشنهاد نموده‌اند. نرخ انتقال حرارت جریان آشفته سیال غیرنیوتنی در مبدل حرارتی حاوی محیط متخلخل جزئی به صورت عددی در این تحقیق بررسی شده است. اثر اندیس‌های مختلف سیال پاورلا و عدد دارسی، روی نرخ انتقال حرارت و راندمان حرارتی جریان آشفته، بررسی و با هم مقایسه شده است.

روش بررسی: مدل مورد نظر در نرم افزار دینامیک سیالات محاسباتی فلوئنت و بر اساس روش حجم محدود شبیه‌سازی شده است و معادلات جریان و انرژی با مرتبه دو گسسته‌سازی شده‌اند.

یافته‌ها: در این تحقیق که در سال ۱۴۰۰ به انجام رسیده است نتایج به دست آمده به این صورت است: سیال شبه پلاستیک در مقایسه با سیال نیوتنی و دیلانت دارای بیشترین نرخ انتقال حرارت و راندمان حرارتی است. بر اساس یافته‌ها با کاهش عدد دارسی نرخ انتقال حرارت و راندمان حرارتی افزایش می‌یابد. بررسی اثر مساحت بدون بعد لایه پروس (S) روی عدد ناسلت و راندمان حرارتی در اعداد دارسی مختلف نشان می‌دهد که در سطح مقطع بدون بعد لایه متخلخل $S=0/9$ ، مقدار عدد ناسلت بیشترین مقدار و در $S=0/76$ راندمان حرارتی بیشترین مقدار را دارد.

۱- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد نور.

۲- دانشیار مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد نور. * (مسئول مکاتبات)

۳- دانشیار مهندسی مکانیک دانشگاه گیلان.

۴- استادیار مهندسی مکانیک دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین امل.

بحث و نتیجه گیری: $S=0.76$ مقدار بهینه ضخامت لایه متخلخل است. بنابراین لایه متخلخل با سطح مقطع بی بعد $S=0.76$ ، $Da=10^{-4}$ و سیال شبه پلاستیک برای حصول بیشترین راندمان حرارتی برای این مسئله پیشنهاد می شود.

واژه های کلیدی: کانال متخلخل، عدد دارسی، سیال غیرنیوتنی، تعادل حرارتی محلی.

Investigation of effective parameters on thermal efficiency in a porous channel under local thermal equilibrium conditions

Zohreh Poursharif¹

Hesamoddin Salarian^{2*}

h_salarian@yahoo.com

Kourosh Javaherdeh³

Majid Eshagh Nimvari⁴

Admission Date: September 15, 2021

Date Received: May 31, 2020

Abstract

Background & Objective: By improving the performance of the heat exchanger, it is possible to reduce the size and production costs of the heat transfer, and this leads to a reduction in fuel consumption and better environmental protection. To this purpose, engineers have proposed several ways to increase the heat transfer. The heat transfer rate of a turbulent non-Newtonian fluid flow in a heat exchanger with partially porous media is numerically investigated in this paper. The effects of power-law index of the fluid and Darcy number on the heat transfer rate and thermal performance of turbulent flow are studied and compared to each other.

Material and Methodology: The research model is simulated in the FLUENT computational fluid dynamics software using Finite Volume Method and the flow and energy equations are discretized up to the second order upwind.

Findings: The pseudo-plastic fluid has the highest heat transfer rate and thermal performance compared to Newtonian and dilatant fluids. According to the findings, the heat transfer rate and thermal performance increase with decreasing Darcy number. Investigation of the effect of non-dimensional porous layer area (S) on the Nusselt number and thermal efficiency in different Darcy numbers shows that, the Nusselt number has the highest value in $S=0.9$ and thermal efficiency has the highest value in $S=0.76$.

Discussion and conclusion: $S=0.76$ is the optimal porous layer thickness. Therefore, porous layer with $S=0.76$, $Da = 10^{-4}$ and the pseudo-plastic fluid are recommended for the optimal thermal efficiency.

Keywords: porous channel, Darcy number, non-Newtonian fluid, local thermal equilibrium.

1- Department of Mechanical Engineering, Nour Branch, Islamic Azad University, Nour, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Nour Branch, Islamic Azad University, Nour, Iran. **(Corresponding Authors)*

3- Faculty of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran.

4- Faculty of Engineering, Amol University of Special Modern Technologies, Amol, Iran

مقدمه

در عصر نوین و مصرف قابل توجه انرژی در بخش انتقال حرارت صنعت، بررسی این بخش از مکانیک سیالات و انتقال حرارت بیشتر جلب توجه می‌کند. به همین منظور محققان علوم گرمایی روش‌های متعددی را برای افزایش انتقال حرارت و بهبود راندمان حرارتی پیشنهاد نموده‌اند.

مبدل‌های حرارتی در صنایع مختلفی از جمله صنایع نیروگاهی، تهویه مطبوع و صنایع نفت و گاز مورد استفاده قرار می‌گیرند. همچنین امروزه از مبدل‌های حرارتی به منظور بهره بردن از انرژی‌های تجدید پذیر مانند انرژی خورشیدی استفاده می‌شود. در این راستا افزایش کارایی مبدل‌ها یکی از دغدغه‌های مهندسان بوده‌است. با بهبود عملکرد مبدل حرارتی، امکان کوچک‌سازی ابعاد و در نتیجه کاهش هزینه‌های تولید آن فراهم و این موضوع منجر به کاهش در مصرف سوخت و حفاظت بهتر از محیط زیست می‌شود. تلاش‌های بسیاری برای افزایش نرخ انتقال حرارت با اصلاح خواص فیزیکی سیال، بهبود شکل مبدل حرارتی، افزایش زبری سطح، اضافه کردن سطوح گسترش یافته به مبدل حرارتی برای ایجاد اغتشاش در جریان انجام شده است. یکی از روش‌هایی که در سالیان اخیر مورد توجه قرار گرفته است، استفاده از محیط‌های متخلخل می‌باشد. محیط‌های متخلخل به دلیل افزایش سطح تماس و همچنین دارا بودن ضریب هدایت حرارتی بالاتر نسبت به سیال عامل می‌توانند ضریب انتقال حرارت جابه جایی را افزایش دهند.

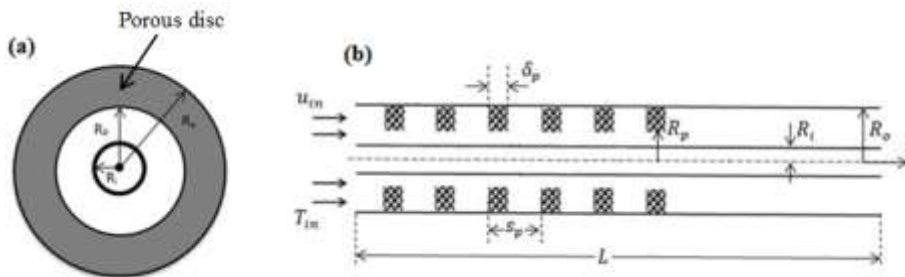
در ارتباط با انتقال حرارت جابه‌جایی درون یک لوله یا کانال که ماده متخلخل درون آن قرار می‌گیرد مطالعات بسیاری انجام شده است. چن و هادیم (۱) انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری جریان سیال غیرنیوتنی در یک کانال پر شده از مواد متخلخل را به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که در رژیم غیرداریسی کاهش در اندیس پاورلا سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. بیلماز و همکاران (۲) در سال ۲۰۰۹ بررسی‌های آزمایشگاهی روی سیال نیوتنی و غیرنیوتنی در محیط متخلخل انجام دادند. اهداف مطالعه آن‌ها مقایسه ویژگی‌های جریان (مانند افت فشار، نرخ جریان و ضریب نفوذپذیری) در محیط متخلخل برای سیالات ویسکوالاستیک نیوتنی و غیرنیوتنی بود.

هانگ و همکاران (۳)، در سال ۲۰۱۰ به بررسی عددی و تجربی جریان و انتقال حرارت در داخل لوله دارای ماده متخلخل توری شکل از جنس مس با قطرهای یکسان پرداختند و سیال مورد بررسی را هوا در نظر گرفتند. آن‌ها از شرط مرزی شار ثابت روی دیواره استفاده کردند. در تحقیق آنها ماده متخلخل با شعاعی کمتر از شعاع لوله به صورت عرضی و در فواصل مختلف داخل لوله قرار گرفته بود. نتایج تجربی و عددی نشان داد که زمانی که قطر ماده متخلخل نزدیک به قطر لوله باشد ضریب عملکرد حرارتی به خصوص در جریان آرام افزایش می‌یابد. جمارانی و همکاران (۴) در سال ۲۰۱۷ با استفاده از روش تعادل گرمای محلی تاثیر عدد دارسی و ضخامت لایه متخلخل را روی نرخ انتقال حرارت بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که با کاهش عدد دارسی نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد و همچنین هرچه قدر قطر لایه متخلخل به قطر لوله نزدیکتر باشد عدد ناسلت افزایش می‌یابد. شیروان و همکاران (۵) در سال ۲۰۱۷ از مدل دارسی-برینکمن-فورچیمبر برای مدل کردن جریان درون محیط متخلخل استفاده کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که کارایی مبدل حرارتی با افزایش عدد رینولدز، افزایش و با افزایش عدد دارسی، کاهش می‌یابد. پویا بارنون و داوود تقیایی (۶) در سال ۲۰۱۸ جریان سیال و انتقال حرارت نانو سیال غیرنیوتنی را در داخل یک دو لوله‌ای هم مرکز که به صورت جزئی با مواد متخلخل پوشیده شده بود بررسی کردند. نتایج نشان داد که اثر لایه پروس روی افزایش انتقال حرارت جابه‌جایی بیش از عدد رینولدز است. به این صورت که در یک کسر حجمی مشخص محیط متخلخل نقش مهم‌تری را در مقایسه با عدد رینولدز در افزایش نرخ انتقال حرارت ایفا می‌کند. محبی و همکاران (۷) در سال ۲۰۱۹ با استفاده از روش LBM (lattice Boltzmann Method) جریان و انتقال حرارت جابه‌جایی سیال غیرنیوتنی را بین دو صفحه موازی که به صورت جزئی از مواد متخلخل پر شده بود بررسی کردند. خطوط جریان و خطوط هم‌دما را برای اندیس‌های مختلف سیال پاورلا در رینولدزهای مختلف جریان آرام رسم کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که سیال شبه پلاستیک بالاترین نرخ انتقال حرارت را نسبت سیال نیوتنی و دیلاننت دارد.

لوله داخلی با شرط مرزی دما ثابت می‌شوند و همچنین سبب اغتشاش بیشتر، گرادهای بیشتر و انرژی جنبشی توربولانسی بیشتر و در نهایت انتقال حرارت بیشتر میشوند. از آن جایی که سیال عامل در صنایع مختلف که محیط متخلخل در آن‌ها کاربرد دارد ممکن است رفتار غیرنیوتنی از خود نشان دهد (فرایندهایی مانند فیلتراسیون، بهبود بازیافت نفت، کروماتوگرافی و پردازش مواد) مورد مطالعه در این تحقیق نیز نانو سیال غیرنیوتنی می‌باشد که از فضای بین دو لوله هم‌مرکز عبور میکند. هدف کلی این مقاله اثر اندیس‌های مختلف سیال غیرنیوتنی پاورلا، تغییرات عدد دارسی، تغییرات ضخامت لایه متخلخل و ... روی انتقال حرارت و راندمان حرارتی بررسی شده است.

۱- تعریف مسئله:

هندسه مسئله مورد نظر فضای بین دو لوله هم‌مرکز به طول L و شعاع داخلی و خارجی به ترتیب R_i و R_o است روی سطح داخلی لوله بیرونی، محیط متخلخل جزئی به صورت دیسک‌های متخلخل با تخلخل $\phi/9 = 0$ از جنس فوم آلومینیم به ضخامت δ_p با گام S_p قرار داده شده است. شماتیک هندسه مورد نظر در شکل ۱ و ۲ مشاهده می‌شود.



شکل ۱ - شماتیک هندسه مورد نظر (الف) مقطع عرضی در ناحیه دیسک متخلخل ، (ب) مقطع طولی

Figure 1. Schematic of the studied geometry (a): cross section in the porous media (b): longitudinal section

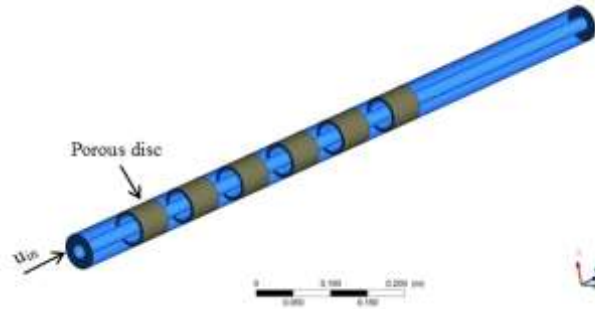
یافته برقرار شود. برای شکل زیر R_p شعاع اینترفیس سیال/پروس و S مساحت بدون بعد مقطع عرضی لایه متخلخل است. که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$S = \frac{A_p}{A} = \frac{R_o^2 - R_p^2}{R_o^2 - R_i^2} \quad (1)$$

شکوهمند و همکاران (۸) انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری در یک کانال حاوی مواد متخلخل جزئی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها تاثیر نحوه قرارگیری محیط متخلخل جزئی روی انتقال حرارت را به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند. در تحقیق آنها بیشترین نرخ افزایش انتقال حرارت در جریان آرام و آشفته مربوط به حالتی بود که کل کانال با ماده متخلخل پر شده بود.

بیشتر کاربردهای صنعتی مبدل‌های حرارتی و لوله‌ها رژیم جریان مغشوش می‌باشد در حالی که بررسی‌ها نشان می‌دهد مطالعات پیشین در ارتباط با مبدل‌های حرارتی و لوله‌های حاوی ماده متخلخل بیشتر به جریان آرام محدود بوده است. در این پژوهش به بررسی عددی انتقال حرارت در فضای خالی بین دو لوله هم‌مرکز پرداخته می‌شود که حاوی ماده متخلخل جزئی است و رژیم جریان در هر دو ناحیه متخلخل و غیرمتخلخل آشفته در نظر گرفته می‌شود. پر کردن جزئی لوله با ماده متخلخل میتواند هم از نظر اقتصادی و هم از نظر عملکردی باعث بهتر شدن سیستم شود. نوآوری این پژوهش نسبت به پژوهش‌های پیشین در استفاده از محیط متخلخل جزئی به صورت دیسک‌های متخلخل است که سبب صرفه‌جویی بیشتر در هزینه‌ها می‌شود. دیسک‌های متخلخل باعث افزایش گرادیان سرعت در نزدیکی

جریان سیال غیرنیوتنی غیرقابل تراکم و پایا با سرعت یکنواخت u_{in} و دمای یکنواخت T_{in} وارد فضای بین دو لوله می‌شود. ویژگی‌های ترموفیزیکی ماتریس پوروس و سیال ثابت فرض شده است و محیط متخلخل همگن و ایزوتروپیک است و در تعادل گرمایی با سیال قرار دارد. طول ناحیه حلقوی بعد از آخرین دیسک متخلخل به اندازه‌ای قرار داده شده است که شرایط توسعه



شکل ۲- شماتیک سه بعدی مسئله حاضر

Figure 2. 3D schematic of current problem

معادله انرژی جنبشی آشفتگی:

$$\rho \nabla \cdot (\bar{u}k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla(k) \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (9)$$

نرخ اتلاف انرژی جنبشی توربولانسی:

$$\rho \nabla \cdot (\bar{u}\varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla(\varepsilon) \right] + c_1 P_k \frac{\varepsilon}{k} - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (10)$$

در معادلات بالا P_k نرخ تولید انرژی جنبشی توربولانسی به سبب گرادیان سرعت متوسط است. k ، انرژی جنبشی توربولانسی و ε ، نرخ اتلاف انرژی جنبشی توربولانسی است. معادلات حاکم بر مسئله در ناحیه دارای محیط متخلخل (porous media):

دیدگاه‌های مختلفی برای مدل‌سازی جریان توربولانسی در محیط متخلخل توسط محققین ارائه شده است. (۱۰، ۱۱) ناکایاما و کوهارا (۱۲) روش دیگری از مدل ماکروسکوپی $k - \varepsilon$ را به وسیله متوسط‌گیری حجمی معادلات ناویر استوکس روی حجم اولیه مصرف گسترش دادند. در روش آن‌ها به امکان مدل کردن گردابه‌های کوچک در داخل حفره‌ها توجه شده است و معادلات آن به صورت زیر است:

$$\nabla \cdot \bar{u}_D = 0 \quad (11)$$

که در آن رابطه دوپیت فورچیمیر، $\bar{u}_D = \varphi \langle \bar{u} \rangle^i$ استفاده شده است. و $\langle \bar{u} \rangle^i$ بیانگر میانگین ذاتی بردار سرعت متوسط‌گیری شده زمانی بردار \bar{u} است. معادله بالا، معادله پیوستگی ماکروسکوپی یک سیال تراکم ناپذیر در یک فضای متخلخل صلب است. معادله ناویر استوکس برای یک سیال نیوتنی غیر قابل تراکم با ویژگی‌های ثابت به صورت زیر نوشته می‌شود:

۲- معادلات حاکم بر مسئله و شرایط مرزی:

شرط مرزی هیدرودینامیکی:

$$u = 0 \text{ at } r \quad (2)$$

$$= R_i \text{ (outer surface of inner pipe)}$$

$$u = 0 \text{ at } r \quad (3)$$

$$= R_o \text{ (inner surface of outer pipe)}$$

شرط مرزی حرارتی:

$$T = T_w(z) = 500K \text{ at } r = R_i \quad (4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \text{ at } r = R_o \quad (5)$$

معادلات حاکم بر مسئله در ناحیه غیر متخلخل (clear region) در زیر آمده است:

معادله پیوستگی در مختصات استوانه ای :

$$\nabla \cdot \bar{u} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(ru_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

معادلات مومنتم در مختصات استوانه ای برای بردار سرعت u به صورت زیر است :

$$\rho \nabla \cdot (\bar{u}\bar{u}) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \bar{u} + \nabla \cdot (-\rho \bar{u}'\bar{u}') \quad (7)$$

معادلات انرژی در مختصات استوانه ای به صورت زیر است (۹):

$$(\rho C_p) \nabla \cdot (\bar{u}\bar{T}) = \nabla \cdot [\lambda_{nf} \nabla T] \quad (8)$$

معادلات ۶ تا ۸ با استفاده از روش حجم محدود حل شده اند و الگوریتم SIMPLE برای حل توام میدان سرعت و فشار به کار برده شده است. همچنین از مدل $k - \varepsilon$ استاندارد در این تحقیق استفاده شده است. این مدل برای جریان‌های محصور مثلا برای پیش بینی جریان در یک دسته لوله حرارتی پاسخ خوبی می دهد (۱۰-۱۲).

$$\rho \nabla \cdot \left(\frac{\bar{u}_D \cdot \bar{u}_D}{\phi} \right) = -\nabla(\phi \langle \bar{P} \rangle^i) + \mu \nabla^2 \bar{u}_D + \nabla \cdot (-\rho \phi \langle \bar{u} \bar{u} \rangle^i) - \left[\frac{\mu \phi}{K^{**}} \bar{u}_D + \frac{C_F \phi \rho |\bar{u}_D| \bar{u}_D}{\sqrt{K^{**}}} \right] \quad (12)$$

معادلات انتقال ماکروسکوپیک برای انرژی جنبشی توربولانسی و نرخ اتلاف در محیط متخلخل به صورت زیر است:

در معادله بالا K^{**} ، ضریب نفوذپذیری محیط متخلخل برای سیال نیوتنی و C_F ، ضریب اینرسی محیط متخلخل، μ ویسکوزیته دینامیکی سیال و $-\rho \phi \langle \bar{u} \bar{u} \rangle^i$ تنش رینولدز است (۱۲-۱۴).

$$\nabla \cdot (\bar{u}_D \langle k \rangle^i) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t \phi}{\sigma_k} \right) \nabla(\phi \langle k \rangle^i) \right] + P_k^i + G_k^i - \rho \phi \langle \varepsilon \rangle^i \quad (13)$$

$$\nabla \cdot (\bar{u}_D \langle \varepsilon \rangle^i) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t \phi}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla(\phi \langle \varepsilon \rangle^i) \right] + c_1 P_k^i \frac{\langle \varepsilon \rangle^i}{\langle k \rangle^i} + c_2 \left(G_\varepsilon^i - \rho \phi \frac{\langle \varepsilon \rangle^i}{\langle k \rangle^i} \right) \quad (14)$$

ضریب اینرسی که در معادله مومنتم (۱۲) به کار رفته است برای سیال غیرنیوتنی از رابطه کارمن کوزنی به دست می آید (۱۸):

$$C^* = C_F (K^*)^{\frac{1}{n+1}} / K^{**\frac{1}{2}} \quad (17)$$

در رابطه بالا K^* ضریب نفوذپذیری برای سیال غیرنیوتنی، K^{**} ضریب نفوذپذیری برای سیال نیوتنی، C_F ، ضریب اینرسی برای سیال نیوتنی و n شاخص رفتار جریان است.

$P_k^i = -\rho \phi \langle \bar{u} \bar{u} \rangle^i: \nabla \cdot \bar{u}_D$ نرخ تولید $\langle k \rangle^i$ به سبب گرادین سرعت \bar{u}_D است. اما چون در قسمت داخل محیط متخلخل سرعت یکنواخت میشود این ترم در نظر گرفته نمیشود. معادلات ماکروسکوپیک توربولانسی در محیط متخلخل دو ترم اضافه تر نیز دارند G_k^i و G_ε^i که بیانگر تولید داخلی انرژی جنبشی توربولانسی و نرخ اتلاف آن به سبب حضور ماتریس جامد است (۱۲). که در صورتی درصد تخلخل و نفوذپذیری محیط متخلخل زیاد باشد می توان از این دو ترم صرف نظر کرد (۱۵).

ضریب نفوذپذیری به کار رفته در معادله مومنتم برای سیال غیر-نیوتنی (K^*) به صورت زیر به دست می آید (۱۹):

$$K^* = \frac{1}{2c_t} \left(\frac{n\phi}{3n+1} \right)^n \left(\frac{50K^{**}}{3\phi} \right)^{(n+1)/2} \quad (18)$$

در معادله ۱۸، c_t ضریبی است که به شاخص رفتار جریان وابسته است و از معادله زیر به دست می آید.

$$c_t = 2.5^n \times 2^{\left(\frac{1-n}{2}\right)} \quad (19)$$

$$K^{**} = \frac{d_p^2 \phi^3}{150(1-\phi)^2} \quad (20)$$

در رابطه های (۱۸)، (۱۹) و (۲۰)، ϕ درصد تخلخل، d_p قطره حفره در محیط متخلخل می باشد.

معادله انرژی در محیط متخلخل به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} (\rho C_p)_f \nabla \cdot (\bar{u}_D \langle \bar{T} \rangle^i) \\ = \nabla \cdot \{ \lambda_{eff} \cdot \nabla \langle \bar{T} \rangle^i \} \end{aligned} \quad (15)$$

توصیف ماکروسکوپیک انتقال حرارت در محیط متخلخل با یک معادله انرژی، با این فرضیه همراه است که دمای فازهای جامد و سیال یکسان باشد $T_f = T_s = T$. به عبارت دیگر فرض میشود فاز سیال و جامد با هم در تعادل حرارتی محلی می باشند که به آن مدل LTE گفته میشود

عدد رینولدز و عدد دارسی سیال غیرنیوتنی در محیط متخلخل به صورت زیر به دست می آید (۱۹، ۲۰):

$$Re_{porous} = \frac{\rho \left(\frac{K^{**}}{\phi} \right)^{\frac{n}{2}} \left(\frac{u}{\phi} \right)^{2-n}}{K} \quad (24)$$

$$Da = \frac{\left(\frac{K^*}{\phi^n} \right)^{\frac{2}{1+n}}}{(D_h)^2} \quad (25)$$

۳- استقلال از شبکه و صحت سنجی:

هندسه مساله مورد نظر به صورت ۳ بعدی در نرم افزار گمبیت ایجاد و مش بندی شده است در نزدیکی دیواره و دیسک های

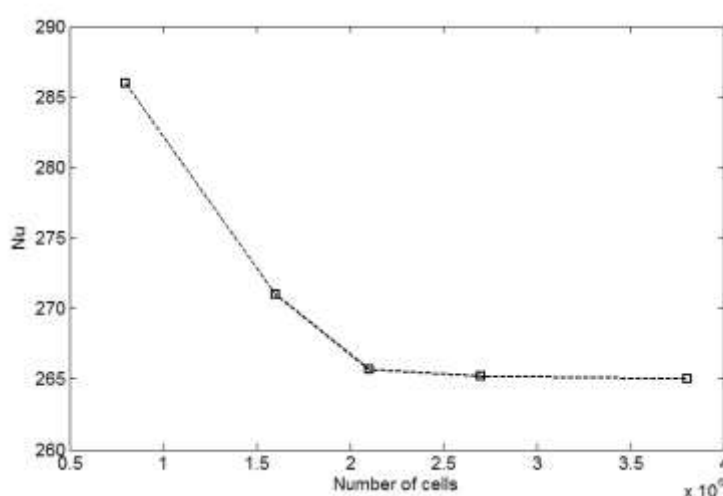
سیال مورد مطالعه در این تحقیق، سیال غیرنیوتنی است. در این تحقیق برای نشان دادن ویسکوزیته ظاهری سیال غیرنیوتنی از مدل قانون توانی (مدل پاورلا) استفاده شده است (۱۶). معادله رئولوژیکی سیال غیرنیوتنی که رابطه بین تنش برشی و نرخ برش را بیان می کند به صورت معادله ۱۶ پیشنهاد شده است:

$$\mu_{app} = K \dot{\gamma}^{n-1} \quad (16)$$

در معادله بالا K ثابت پایداری، و n شاخص رفتار جریان و $\dot{\gamma}$ نرخ کرنش سیال غیرنیوتنی است (۱۷).

گرفته شد و عدد ناسلت میانگین برای این هندسه در شرایط در $n=0.185$ و $S=0.176$ ، $Re=10000$ ، $Da=10^{-4}$ نتایج بررسی‌های استقلال از شبکه در شکل ۳ و در جدول ۱ نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود تفاوت نرخ انتقال حرارت در مش‌بندی $2/1 \times 10^6$ و $2/7 \times 10^6$ حدوداً ۰/۵٪ است و چون شبکه‌بندی با تعداد سلول‌های بیشتر از $2/1 \times 10^6$ تغییر محسوسی در عدد ناسلت ایجاد نمی‌کند. بنابراین این شبکه‌بندی برای حل‌های عددی در همه کیس‌ها انتخاب شده است.

متخلخل به دلیل افزایش دقت در محاسبات تعداد سلول‌ها افزایش داده شده است. معادلات حاکم بر مسئله می‌توانند به روش المان محدود، حجم محدود و تفاضل محدود حل شوند. در این پژوهش مدل مورد نظر در نرم افزار دینامیک سیالات محاسباتی فلوئنت و بر اساس روش حجم محدود شبیه سازی شده است و معادلات جریان و انرژی با مرتبه دو گسسته‌سازی شده‌اند و معیار همگرایی برای تمامی متغیرها 10^{-6} در نظر گرفته شده است. به منظور بررسی استقلال از شبکه، هندسه فضای حلقوی بین لوله‌های هم‌مرکز دارای دیسک‌های متخلخل در نظر



شکل ۳ - تاثیر تعداد سلول‌ها بر عدد ناسلت روی دیواره فضای حلقوی بین دو لوله هم‌مرکز دارای محیط متخلخل جزئی

Figure 3. Effect of the number of cells on the Nusselt number on the internal wall of the annular pipe containing partially porous media

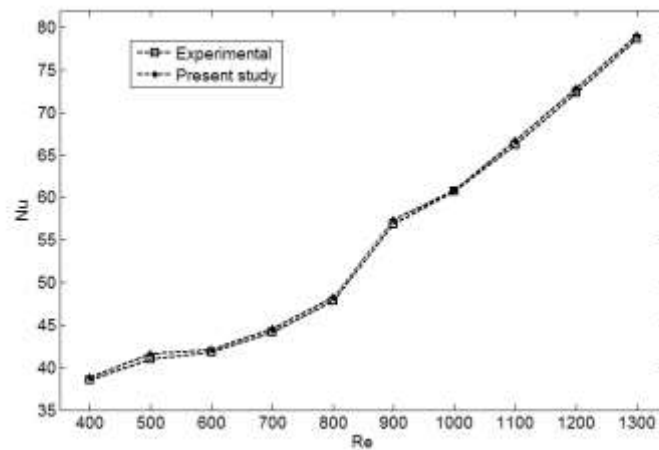
جدول ۱- تاثیر تعداد سلول‌ها بر عدد ناسلت روی دیواره داخلی فضای حلقوی دارای محیط متخلخل جزئی

Table 1. Effect of the number of cells on the Nusselt number on the internal wall of the annular pipe containing partially porous media

تعداد سلول‌ها	۸۰۰۰۰۰	۱۶۰۰۰۰۰	۲۱۰۰۰۰۰	۲۷۰۰۰۰۰	۳۸۰۰۰۰۰
عدد ناسلت میانگین	۲۸۶	۲۷۱	۲۶۵/۷	۲۶۵/۴	۲۶۵

تحقیق آن‌ها درصد تخلخل ۰/۷، قطر داخلی لوله مورد آزمایش ۲ و قطر لایه متخلخل، ۱/۸ سانتی متر در نظر گرفته شده بود. نتایج عدد ناسلت حاضر با نتایج ربانی و همکاران (۲۱) در شکل ۴ نشان داده شده است و مطابقت خوبی را نشان می‌دهد.

برای صحت‌سنجی شبیه‌سازی محیط متخلخل، نتایج به دست آمده از تحقیق حاضر با نتایج ربانی و همکاران (۲۱)، مقایسه شده است. ربانی و همکاران نرخ انتقال حرارت و افت فشار جریان آرام را در لوله‌ای که به صورت جزئی با مواد متخلخل از جنس فوم فلزی پر شده بود، به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند. در



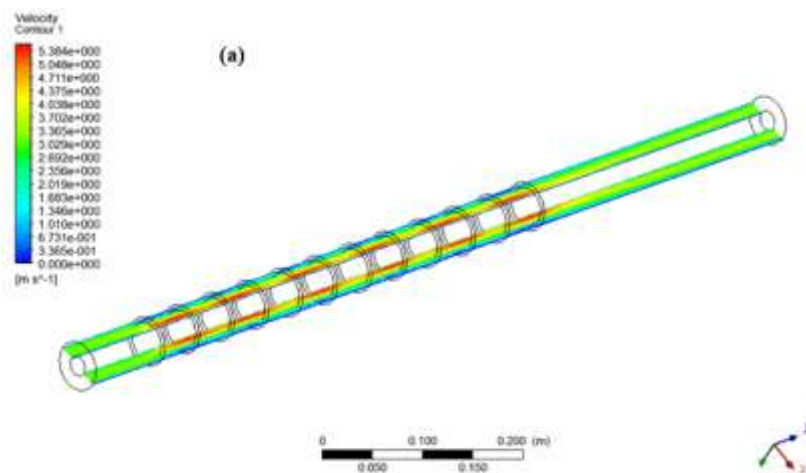
شکل ۴- مقایسه عدد ناسلت به دست آمده از نتایج ربانی و همکاران (۲۱) و پژوهش حاضر

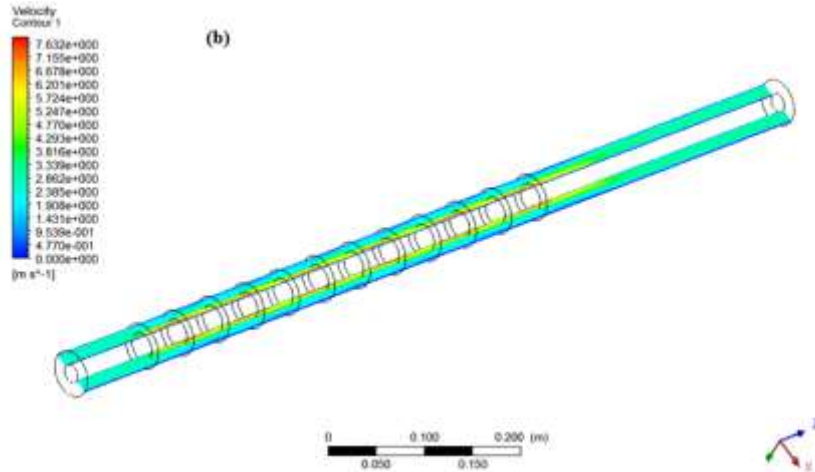
Figure 4. Comparison between the average Nusselt numbers obtained in the present study and Rabbani et.al(21)

نتایج و بحث

شکل ۵، کانتور سرعت در 0.76 و 0.42 $S=$ در مقطع $y=0$ نشان می‌دهد. افزایش ضخامت لایه متخلخل نیروی بیشتری به سیال وارد میکند و باعث می‌شود سیال از ناحیه متخلخل با مقاومت بالاتر به ناحیه غیرمتخلخل با افت فشار پایین‌تر حرکت کند و این مسئله باعث افزایش سرعت در سطح خارجی لوله داخلی می‌شود و در نتیجه نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

در این تحقیق سیال غیرنیوتنی مدل پاورلا از فضای بین دو لوله هم‌محور عبور می‌کند. محیط متخلخل جزئی از جنس فوم آلومینیم با تخلخل $0.9 \varphi =$ به صورت دیسک‌های متخلخل و با گام بی بعد $0.06 S_p =$ روی سطح داخلی لوله بیرونی قرار گرفته است. در این تحقیق، اثر تغییرات مساحت بی‌بعد مقطع عرضی لایه متخلخل ($0.1, 0.09, 0.076, 0.06, 0.042$ $S=$)، عدد دارسی $(Da = 10^{-2}, 10^{-1}, 10^{-4})$ و اندیس‌های مختلف سیال غیرنیوتنی مدل پاورلا ($1/2, 1, 1.85, 0.16$ $n=$) روی نرخ انتقال حرارت و راندمان حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است.



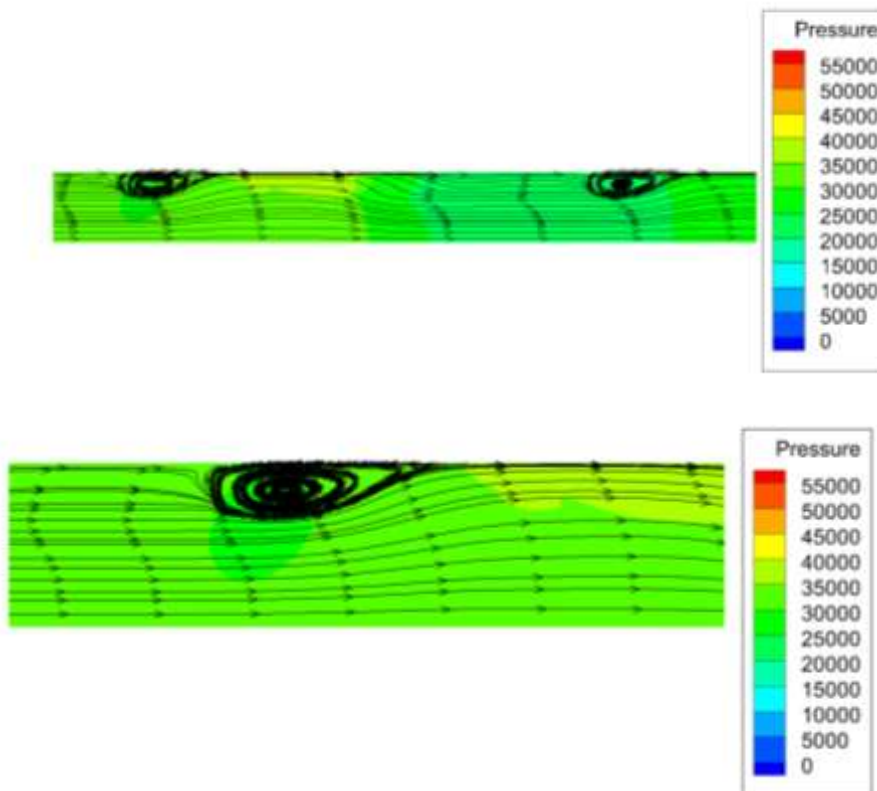


شکل ۵- کانتور سرعت در مقطع $y=0$, $Da=10^{-4}$, $s_p=0.06$ (الف : $S=0.42$ ، ب) $S=0.76$

Figure 5. The velocity contour in $(y=0)$, $Da = 10^{-4}$, $s_p = 0.06$: a) $S = 0.42$, b) $S = 0.76$

از دلایل اصلی افزایش انتقال حرارت و ضریب اصطکاک است. شکل ۶ تشکیل گردابه‌ها را در نزدیکی دیسک‌های متخلخل نشان می‌دهد.

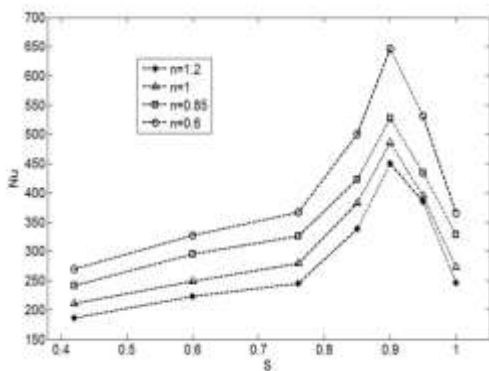
با قرار گرفتن دیسک‌های متخلخل بر روی دیواره لوله خارجی به علت تغییر ناگهانی مقطع جریان، بعد از هر دیسک متخلخل، گردابه و جریان چرخشی به وجود می‌آید. حضور همین گردابه‌ها



شکل ۶- خطوط جریان در مجاورت دیسک های متخلخل

Figure 6. Stream lines near the porous discs

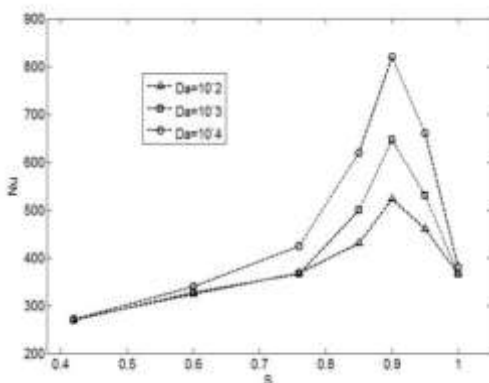
اعداد دارسی ($Da = 10^{-4}, 10^{-3}, 10^{-2}, 10^{-1}$)، نرخ انتقال حرارت در سیال شبه پلاستیک بیشتر از سیال نیوتنی و در سیال نیوتنی بیشتر از سیال دیلاتنت است و با افزایش درجه شبه پلاستیک بودن سیال (کاهش اندیس پاورلا از $n = 0.85$ به $n = 0.6$) نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد و دلیل آن می‌تواند به این صورت توضیح داده شود که نرخ تغییر شکل سیال در نزدیکی سطح دیسک متخلخل بیشترین مقدار است. از این رو ویسکوزیته سیال شبه پلاستیک در این ناحیه کمترین مقدار می‌باشد. بنابراین با افزایش درجه شبه پلاستیک بودن سیال، به سبب کاهش ویسکوزیته موثر آن نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد.



شکل ۸- اثر اندیس پاورلا روی نرخ انتقال حرارت در $Da = 10^{-3}$

$$s_p = 0.06 \text{ و } Re = 25000, Da = 10^{-3}$$

Figure 8. The effect of Power-law index on heat transfer rate for $Da = 10^{-3}$, $Re = 25000$, $s_p = 0.06$

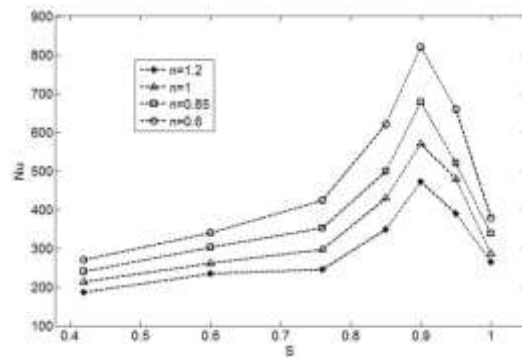


شکل ۱۰- اثر عدد دارسی روی نرخ انتقال حرارت

$$s_p = 0.06 \text{ و } Re = 25000, n = 0.6$$

Figure 10. The effect of Darcy number on heat transfer rate for $n = 0.6$, $Re = 25000$, $s_p = 0.06$

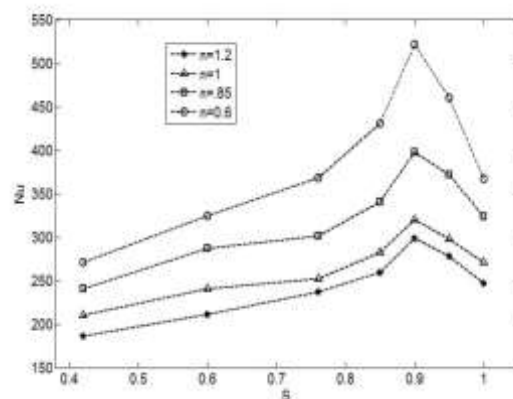
در شکل‌های ۷، ۸، ۹ و ۱۰ اثر اندیس‌های مختلف سیال غیرنیوتنی مدل پاورلا ($n = 0.6, 0.85, 1.0, 1.2$) و مساحت بی‌بعد لایه متخلخل روی نرخ انتقال حرارت در $Re = 25000$ نشان داده شده است. در فضای حلقوی هسته اصلی جریان، در فضای خالی بین کانال و دیسک‌های متخلخل تمرکز می‌کند همچنین نفوذپذیری کمی از سیال به درون لایه متخلخل وجود دارد. بنابراین با افزایش ضخامت لایه متخلخل، ناحیه جریان کاهش می‌یابد و سبب باریک‌تر شدن خطوط جریان نزدیک دیواره داخلی کانال می‌شود و به موجب آن انتقال حرارت جابه‌جایی افزایش پیدا میکند (۱۳). همچنین نتایج نشان می‌دهد که در



شکل ۷- اثر اندیس پاورلا روی نرخ انتقال حرارت در $Da = 10^{-4}$

$$s_p = 0.06 \text{ و } Re = 25000, Da = 10^{-4}$$

Figure 7. The effect of Power-law index on heat transfer rate for $Da = 10^{-4}$, $Re = 25000$, $s_p = 0.06$

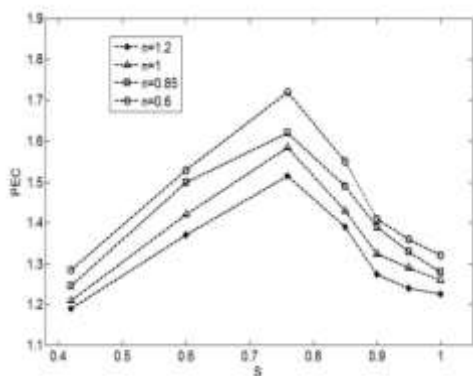


شکل ۹- اثر اندیس پاورلا روی نرخ انتقال حرارت در $Da = 10^{-2}$

$$s_p = 0.06 \text{ و } Re = 25000, Da = 10^{-2}$$

Figure 9. The effect of Power-law index on heat transfer rate for $Da = 10^{-2}$, $Re = 25000$, $s_p = 0.06$

کاهش می‌یابد. بنابراین $S=0.076$ مقدار بهینه سطح مقطع بی‌بعد لایه متخلخل در مطالعه حاضر است. علاوه بر آن میزان راندمان حرارتی در عدد دارسی $Da=10^{-4}$ بیشتر از میزان راندمان حرارتی در اعداد دارسی $Da=10^{-3}$ است. بنابراین لایه متخلخل با مساحت بی‌بعد لایه متخلخل $S=0.076$ و $Da=10^{-4}$ برای حصول بیشترین راندمان حرارتی برای این مسئله پیشنهاد می‌شود.

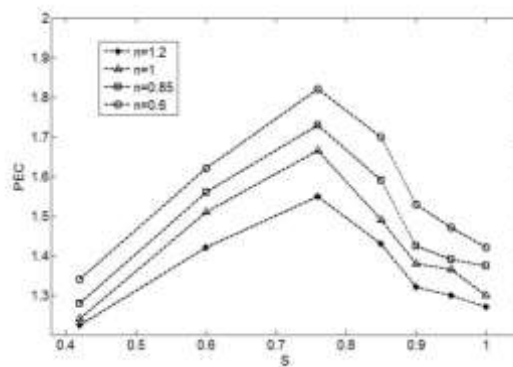


شکل ۱۲- اثر اندیس پاورلا روی راندمان حرارتی در $Da=10^{-3}$

$$s_p=0.06 \text{ و } Re=25000, Da=10^{-3}$$

Figure 12: The effect of Power-law index on thermal performance for $Da = 10^{-3}$, $Re = 25000$, $s_p = 0.06$

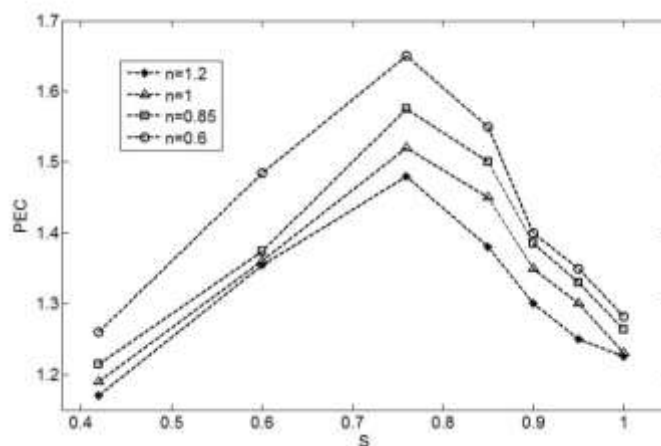
در شکل ۱۱، ۱۲ و ۱۳ اثر اندیس پاورلا و مساحت بی‌بعد لایه متخلخل در اعداد دارسی ($Da=10^{-1}, 10^{-3}, 10^{-4}$) روی راندمان حرارتی نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که با کاهش اندیس پاورلا راندمان حرارتی بیشترین مقدار را دارد. در $S=0.076$ بیشترین میزان راندمان حرارتی حاصل می‌شود. برای همه اعداد دارسی مقدار راندمان حرارتی در مقادیر $S < 0.076$ با افزایش S افزایش و در مقادیر $S > 0.076$ میزان راندمان حرارتی با افزایش S



شکل ۱۱- اثر اندیس پاورلا روی راندمان حرارتی در $Da=10^{-4}$

$$s_p=0.06 \text{ و } Re=25000$$

Figure 11: The effect of Power-law index on thermal performance for $Da = 10^{-4}$, $Re = 25000$, $s_p = 0.06$



شکل ۱۳: اثر اندیس پاورلا روی راندمان حرارتی در $Da=10^{-2}$ و $Re=25000$ و $s_p=0.06$

Figure 13. The effect of Power-law index on thermal performance for $Da = 10^{-2}$, $Re = 25000$, $s_p = 0.06$

جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

لایه متخلخل، اندیس‌های متفاوت سیال پاورلا و عدد دارسی روی انتقال حرارت بررسی شد و نتایج زیر حاصل شد:

در این تحقیق شبیه‌سازی عددی جریان آشفته سیال غیرنیوتنی در فضای حلقوی بین دو لوله هم مرکز دارای محیط متخلخل جزئی به صورت دیسک‌های متخلخل انجام شده است. اثر ضخامت

References

1. Chen G, Hadim H. Forced convection of a power-law fluid in a porous channel—numerical solutions. *Heat and Mass Transfer*. 1998;34(2-3):221-8.
2. Yilmaz N, Bakhtiyarov AS, Ibragimov RN. Experimental investigation of Newtonian and non-Newtonian fluid flows in porous media. *Mechanics Research Communications*. 2009;36(5):638-41.
3. Huang Z, Nakayama A, Yang K, Yang C, Liu WJJoH, Transfer M. Enhancing heat transfer in the core flow by using porous medium insert in a tube. 2010;53(5-6):1164-74.
4. Jamarani A, Maerefat M, Jouybari NF, Nimvari MEJTiPM. Thermal performance evaluation of a double-tube heat exchanger partially filled with porous media under turbulent flow regime. 2017;120(3):449-71.
5. Shirvan KM, Mirzakhani S, Kalogirou SA, Öztöp HF, Mamourian MJJoTS. Heat transfer and sensitivity analysis in a double pipe heat exchanger filled with porous medium. 2017;121:124-37.
6. Barnoon P, Toghraie DJPT. Numerical investigation of laminar flow and heat transfer of non-Newtonian nanofluid within a porous medium. 2018;325:78-91.
7. Mohebbi R, Delouei AA, Jamali A, Izadi M, Mohamad AA. Pore-scale simulation of non-Newtonian power-law fluid flow and forced convection in partially porous media: Thermal lattice Boltzmann method. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*. 2019;525:642-56.

- با رسم خطوط جریان در مجاورت دیسک‌های متخلخل نتیجه می‌شود که با قرار گرفتن دیسک‌های متخلخل بر روی دیواره لوله خارجی به علت تغییر ناگهانی مقطع جریان، بعد از هر دیسک متخلخل، گردابه و جریان چرخشی به وجود می‌آید. حضور همین گردابه‌ها از دلایل اصلی افزایش انتقال حرارت و ضریب اصطکاک بیشتر نسبت به حالتی است که در آن ماده متخلخل کل سطح داخلی لوله بیرونی را می‌پوشاند.

- در لوله حلقوی هسته اصلی جریان، در فضای خالی بین کانال و دیسک‌های متخلخل تمرکز می‌کند. همچنین نفوذپذیری کمی از سیال به درون دیسک‌های متخلخل وجود دارد. بنابراین ناحیه جریان در مقایسه با لوله خالی کاهش می‌یابد و سبب باریک‌تر شدن خطوط جریان نزدیک دیواره داخلی کانال می‌شود و به موجب آن انتقال حرارت جابه جایی افزایش پیدا می‌کند. این افزایش تا $S=0.9$ ادامه پیدا می‌کند و بعد از آن تا $S=1$ این مقدار کاهش می‌یابد. بنابراین مساحت مقطع عرضی بهینه‌ای ($S=0.9$) وجود دارد که در آن عدد ناسلت بیشترین مقدار را دارد.

- راندمان حرارتی با کاهش عدد دارسی افزایش پیدا می‌کند. راندمان حرارتی در $Da=10^{-4}$ بیشتر از میزان آن در 10^{-1} ، 10^{-2} ، 10^{-3} است. این افزایش هنگامی که لایه متخلخل در مقدار بهینه خود $S=0.976$ قرار دارد بیشترین مقدار را دارد. در $S=0.976$ بیشترین میزان راندمان حرارتی حاصل می‌شود. برای همه اعداد دارسی مورد مطالعه مقدار راندمان حرارتی در مقادیر $S < 0.976$ با افزایش S افزایش و در مقادیر $S > 0.976$ میزان راندمان حرارتی با افزایش S کاهش می‌یابد.

- بیشترین میزان نرخ انتقال حرارت و راندمان حرارتی مربوط به سیال شبه پلاستیک (رقیق شونده برشی) است که از سیال دیلاتنت و نیوتنی بیشتر می‌باشد و هرچه میزان شدت شبه پلاستیک بودن سیال (کم شدن اندیس پاورلا) بیشتر باشد میزان راندمان حرارتی بیشتر می‌شود و بیشترین میزان نرخ انتقال حرارت و راندمان حرارتی مربوط به سیال شبه پلاستیک با $n=0.6$ است.

- and Mass Transfer. 2003; 46(26):5113-21.
15. Nield DJ, Joseph H, Flow F. The limitations of the Brinkman-Forchheimer equation in modeling flow in a saturated porous medium and at an interface. 1991;12(3):269-72.
 16. Nasiri M, Etemad SG, Bagheri RJ, Chaharbaghi H, Transfer M. Experimental heat transfer of nanofluid through an annular duct. 2011;38(7):958-63.
 17. Prasad KV, Santhi SR, Datti PS. Non-Newtonian power-law fluid flow and heat transfer over a non-linearly stretching surface. Applied Mathematics. 2012; 3(5):425-35.
 18. Nebbali R, Bouhadef K, Jijots. Non-Newtonian fluid flow in plane channels: Heat transfer enhancement using porous blocks. 2011; 50(10):1984-95.
 19. Shenoy AJ, Aih. Non-Newtonian fluid heat transfer in porous media. 1994; 24:102-91.
 20. Heydari M, Toghraie D, Akbari OA, JTS, Progress E. The effect of semi-attached and offset mid-truncated ribs and Water/TiO₂ nanofluid on flow and heat transfer properties in a triangular microchannel. 2017;2:140-50.
 21. Rabbani P, Hamzehpour A, Ashjaee M, Najafi M, Houshfar EJPT. Experimental investigation on heat transfer of MgO nanofluid in tubes partially filled with metal foam. 2019; 354:734-42.
 8. Baragh S, Shokouhmand H, Ajarostaghi SSM, Nikian M. An experimental investigation on forced convection heat transfer of single-phase flow in a channel with different arrangements of porous media. International Journal of Thermal Sciences. 2018;134:370-9.
 9. Syed KS, Ishaq M, Bakhsh MJC, Fluids. Laminar convection in the annulus of a double-pipe with triangular fins. 2011;44(1):43-55.
 10. Antohe B, Lage JJ, Joseph H, Transfer M. A general two-equation macroscopic turbulence model for incompressible flow in porous media. 1997;40(13):3013-24.
 11. Pedras MH, de Lemos MJ, Jijoh, transfer m. Macroscopic turbulence modeling for incompressible flow through undeformable porous media. 2001;44(6):1081-93.
 12. Nakayama A, Kuwahara F, Jofe. A macroscopic turbulence model for flow in a porous medium. 1999; 121(2):427-33.
 13. Nazari M, Mohebbi R, Kayhani M. Power-law fluid flow and heat transfer in a channel with a built-in porous square cylinder: Lattice Boltzmann simulation. Journal of non-Newtonian fluid mechanics. 2014;204:38-49.
 14. Silva RA, de Lemos MJ. Turbulent flow in a channel occupied by a porous layer considering the stress jump at the interface. International Journal of Heat