

تحلیل عددی جریان و انتقال حرارت در کانال با تیغه‌های متخلخل

امین داوری ملک‌آبادی (دانشجوی کارشناسی ارشد)

مهدی معرفت* (دانشیار)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۲)
دوری ۲ - ۲۹، شماره ۲، ص. ۳۱-۲۱

در تحقیق حاضر تحلیل عددی جریان و انتقال حرارت در ناحیه‌ی ورودی و توسعه‌یافته‌ی تناوبی یک کانال با تیغه‌های متخلخل مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای حل میدان جریان در ناحیه‌ی متخلخل از مدل دارسی-فورکهایمر-برینکمن استفاده شده است. تأثیر پارامترهایی از قبیل ارتفاع تیغه، فاصله‌ی بین دو تیغه، عدد رینولدز و نسبت ضریب هدایت حرارتی بر میدان جریان و نرخ انتقال حرارت در دو مقدار از عدد دارسی تیغه‌ی متخلخل بررسی شده است. نتایج حاصله حاکی از آن است که ضریب انتقال حرارت موضعی به‌طور قابل توجهی به تشکیل و تغییرات ناحیه‌ی چرخشی ایجادشده در پشت تیغه‌ها وابسته است، به‌طوری که با انتخاب مناسب تیغه‌ی متخلخل می‌توان ضمن حفظ افزایش نرخ انتقال حرارت، ناحیه‌ی چرخشی پشت تیغه‌ها را از بین برد. همچنین نشان داده شده است که در سیالات با عدد پرانتل بالا، عملکرد سیستم از منظر نرخ انتقال حرارت و افت فشار به میزان قابل توجهی بهبود می‌یابد.

واژگان کلیدی: جریان سیال، انتقال حرارت، تیغه‌ی متخلخل، تعادل حرارتی، عدد ناسلت.

amin_davari_me@yahoo.com
maerefat@modares.ac.ir

۱. مقدمه

یکی از روش‌های بهبود نرخ انتقال حرارت در کانال، قرار دادن تیغه‌ی جامد (نفوذناپذیر) به‌صورت هم‌راستا یا متناوب روی دیواره‌ی بالایی و پایینی کانال است. تیغه‌ها لایه‌ی مرزی هیدرودینامیکی و حرارتی را به هم می‌زنند. در نتیجه یک‌سری طول ورودی داخل کانال ایجاد می‌شود و همچنین در پایین دست هر تیغه، جریان از روی سطح جدا شده و روی دیوار جریان برگشتی ایجاد می‌شود. این جدایش جریان و تأثیر فین دلیل اصلی بهبود انتقال حرارت در این کانال‌ها به شمار می‌روند.^[۱] استفاده از تیغه‌های جامد با وجود افزایش قابل توجه نرخ انتقال حرارت، باعث ایجاد افت فشار زیاد و تنش حرارتی نامطلوب می‌شود. در حالی که در تیغه‌های متخلخل به‌علت نفوذ جریان به داخل تیغه، افت فشار کم‌تر خواهد شد و به‌علت توزیع یکنواخت جریان در تیغه‌ی متخلخل، تنش حرارتی نیز در این حالت کاهش می‌یابد. در نتیجه به‌علت سطح مؤثر بالا و افت فشار کم‌تر، غالباً استفاده از ماده‌ی متخلخل جامد به‌عنوان تیغه یا فین به‌منظور افزایش نرخ انتقال حرارت مورد توجه بوده است. به‌علت محدودی‌ی وسیع کاربردهای محیط متخلخل در صنعت -- از قبیل کاربرد در خنک‌کاری قطعات الکترونیکی، مبدل‌های حرارتی و لوله‌های گرمایی -- مسئله‌ی بهبود نرخ انتقال حرارت در کانال که به‌طور جزئی با کامل از ماده‌ی متخلخل پر شده، مورد توجه محققین قرار گرفته است.^[۲-۵]

تحقیقات نشان داده که افت فشار در کانال‌هایی که کاملاً از ماده‌ی متخلخل پر

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۰/۴/۶، اصلاحیه ۱۳۹۰/۱۲/۲۲، پذیرش ۱۳۹۱/۴/۲۵.

شده‌اند بسیار بیشتر از افت فشار در کانال‌هایی است که ماده‌ی متخلخل به‌صورت جزئی در آن مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین مطالعات مربوط به مجراهایی که به‌طور جزئی از ماده‌ی متخلخل پر شده نشان می‌دهد که برای دست‌یابی به بیشترین نرخ انتقال حرارت، نیازی به پر کردن کل مجرا از ماده‌ی متخلخل نیست.^[۶-۸] به‌طور کلی بهبود نرخ انتقال حرارت در کانال‌هایی که به‌طور جزئی از ماده‌ی متخلخل پر شده، به دو روش صورت می‌گیرد: ۱. استفاده از ماده‌ی متخلخل به‌طور لایه‌یی یا به‌صورت تیغه روی دیواره‌ی مجرا؛ ۲. استفاده از ماده‌ی متخلخل در قسمت مرکزی مجرا.^[۷]

بررسی عددی جریان خارجی روی یک سطح با چهار مانع متخلخل مستقر بر روی آن نشان داد که این موانع تأثیر قابل توجهی بر مشخصه‌های میدان جریان و انتقال حرارت دارند.^[۹] از جمله‌ی اولین تحقیقات در زمینه‌ی جابه‌جایی اجباری داخلی -- به‌طوری که ماده‌ی متخلخل به‌صورت مانع یا تیغه داخل مجرا قرار می‌گیرد -- مقاله‌ی است که در آن بهبود نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی در یک کانال دوعدی با چندین مانع متخلخل روی دیواره‌ی پایینی به‌دقت بررسی شد.^[۱۰] در آن مطالعه تأثیر چندین پارامتر از قبیل عدد رینولدز و عدد دارسی، بر میدان جریان و نرخ انتقال حرارت مورد مطالعه قرار گرفت و نتایج آن‌ها نشان داد که انتقال حرارت محلی به‌طور قابل توجهی به میدان سرعت وابسته است و نیز، ایجاد گردابه در میدان جریان تأثیر زیادی در ضریب انتقال حرارت دارد. محققین با حل عددی جریان توربولانس داخل یک کانال با تیغه‌های متخلخل و جامد، نشان دادند که کانال با تیغه‌ی متخلخل

۳. روش حل عددی

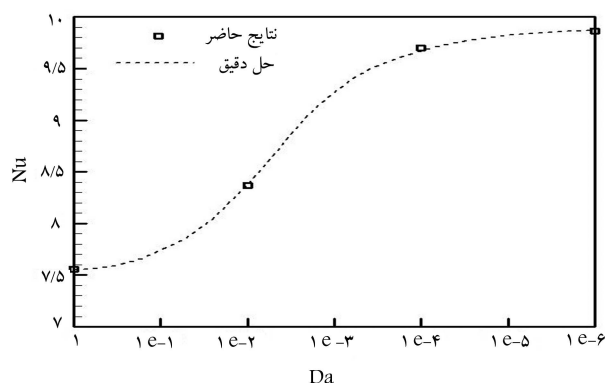
در حل عددی حاضر، معادلات حاکم با استفاده از روش حجم کنترل روی یک شبکه‌ی هم‌مکان^۴ که در آن تمام متغیرها -- اعم از کمیت‌های برداری و اسکالر -- در مرکز حجم کنترل ذخیره می‌شوند، گسسته می‌شوند. همچنین در این شبکه سرعت‌ها در سطوح حجم کنترل با استفاده از روش درون‌یابی مومتم^[۲۲] محاسبه و میدان سرعت و فشار نیز با استفاده از الگوریتم سیمیل حل می‌شود. عبارات جابه‌جایی و بخش نیز با استفاده از طرح پیوندی^۵ گسسته می‌شوند.^[۲۳] در نهایت معادلات جبری انفصال با استفاده از الگوریتم ماتریس سه‌قطری (TDMA) و با روش سطر به سطر^۶ حل می‌شوند. برای معیار همگرایی نیز مقدار خطای نسبی کم‌تر از 10^{-6} برای تغییرات سرعت و دما بین دو تکرار متوالی لحاظ شده است.

برای حل میدان جریان در ناحیه‌ی متخلخل از مدل دارسی-فورکهایمر-برینکمن استفاده شده، و معادله‌ی ناویر-استوکس معمول به‌منظور حل میدان جریان آزاد کاربرد دارد، به این صورت که برای میدان جریان آزاد (بدون محیط متخلخل) عبارت چشمه (S) حذف و مقدار $\varepsilon = 1$ در نظر گرفته می‌شود. در این روش، دو میدان محاسباتی (یک میدان برای محیط متخلخل و یک میدان برای سیال آزاد) به یک میدان تبدیل می‌شود و نیازی به معادلات اضافی در سطح مشترک بین سیال آزاد و محیط متخلخل نیست؛ پیوستگی شار (مومتم و انرژی) با میانگین‌گیری هارمونیک^[۲۴] خواص فیزیکی در مرز مشترک بین سیال آزاد و ماده متخلخل تضمین می‌شود.

به‌عنوان اولین آزمایش اعتبارسنجی، انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری در کانال پر شده از ماده‌ی متخلخل مورد نظر است. در این قسمت به‌منظور اعتبارسنجی کد مربوطه در محیط متخلخل و محیط آزاد، نتایج عددی حاصله با نتایج مطالعه‌ی انجام‌شده توسط کاویانی^[۲۵] مقایسه می‌شود.

با توجه به شکل ۲، از آنجا که با افزایش عدد دارسی تأثیر (مقاومت) ماده‌ی متخلخل به‌تدریج حذف خواهد شد، نتایج به‌دست آمده در عدد دارسی ۱، بسیار نزدیک به مقادیر حاصله در کانال بدون ماده‌ی متخلخل است ($Nu = 7.54$). از سوی دیگر جریان در کانال متخلخل با عدد دارسی پایین، با کاهش ضخامت لایه‌ی مرزی، به سمت جریان اسلاگ میل خواهد کرد. گفتنی است از مقایسه‌ی حل عددی با حل تحلیلی موجود، بیشینه خطای محاسباتی برای عدد ناسلت مقدار ۰.۱۱٪ محاسبه شده است.

به‌عنوان دومین آزمایش اعتبارسنجی، صحت کد عددی حاضر در مقایسه



شکل ۲. نمودار عدد ناسلت توسعه‌یافته در کانال متخلخل برحسب عدد دارسی و مقایسه‌ی آن با حل تحلیلی.^[۲۵]

به‌طور عام دمای بین دو فاز سیال و جامد را تقریباً برابر در نظر می‌گیرند که به شرایط تعادل حرارتی موسوم است. از آنجا که در این تحقیق نسبت ضریب هدایت فاز جامد به سیال نسبتاً پایین است، شرط تعادل حرارتی منظور شده و از مدل یک‌معادله‌ی انرژی برای به‌دست آوردن توزیع دما در محیط آزاد و متخلخل استفاده می‌شود.^[۲۶]

$$\nabla \cdot [(\rho c_p)_f \langle T \rangle \langle u \rangle] = -k_{eff} \nabla^2 \langle T \rangle \quad (5)$$

که در آن $k_{eff} = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon) k_s$ ، ضریب هدایت مؤثر محیط متخلخل است. ضریب اصطکاک محلی در داخل کانال مطابق رابطه‌ی ۶ محاسبه می‌شود:^[۲۷]

$$f_x = \left(-\frac{\partial P_m}{\partial x} \right) \frac{D_h}{2 \rho u_m^2} \quad (6)$$

که در آن $D_h = 2H$ قطر هیدرولیکی مربوط به دو صفحه‌ی موازی و P_m و u_m به ترتیب فشار متوسط و سرعت متوسط در مقطع کانال هستند. ضریب اصطکاک میانگین نیز با انتگرال‌گیری از ضریب اصطکاک محلی در طول کانال به دست می‌آید.

$$\bar{f} = \frac{1}{L} \int_0^L f_x dx \quad (7)$$

به‌منظور محاسبه‌ی تأثیر تیغه‌های متخلخل بر نرخ انتقال حرارت، عدد ناسلت محلی روی دیواره‌های کانال مطابق رابطه‌های ۸ و ۹ بیان می‌شود.

$$Nu_x = \frac{2H k_{eff}}{k_f (T_w - T_m)} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0, y=H} \quad (8)$$

$$Nu_{x,m} = \frac{1}{2} (Nu_{x,y=0} + Nu_{x,y=H}) \quad (9)$$

در نقاطی از دیواره که فاقد ماده‌ی متخلخل است، $k_{eff} = k_f$ است. T_m به‌عنوان دمای میانگین سیال در مقطع کانال چنین محاسبه می‌شود:

$$T_m = \frac{\int_0^H |u| T dy}{\int_0^H |u| dy} \quad (10)$$

در نهایت عدد ناسلت متوسط در طول کانال مطابق رابطه‌ی ۱۱ محاسبه خواهد شد.

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_{x,m} dx \quad (11)$$

نسبت عملکرد به‌صورت نسبت افزایش در نرخ انتقال حرارت در واحد افزایش توان پمپ تعریف می‌شود.^[۱۲] در صورت کسر نسبت عدد ناسلت متوسط کانال با تیغه‌های متخلخل به عدد ناسلت متوسط کانال بدون تیغه، و در مخرج آن نسبت ضریب اصطکاک کانال با تیغه‌های متخلخل به ضریب اصطکاک کانال بدون تیغه‌ی متخلخل به توان یک‌سوم قرار می‌گیرد. با محاسبه‌ی این نسبت همچنین می‌توان تأثیر استفاده از تیغه‌های متخلخل را مورد بررسی قرار داد.

$$\eta = \frac{\overline{Nu}/\overline{Nu}_0}{(\bar{f}/\bar{f}_0)^{\frac{1}{3}}} \quad (12)$$

$\overline{Nu}_0$ و $\bar{f}_0$ به ترتیب عدد ناسلت و ضریب اصطکاک متوسط در کانال بدون تیغه هستند.

دما کم‌تر از ۱٪ محاسبه شده است. بنابراین شبکه‌ی 600×81 به عنوان شبکه‌ی محاسباتی در این تحقیق منظور شده است.

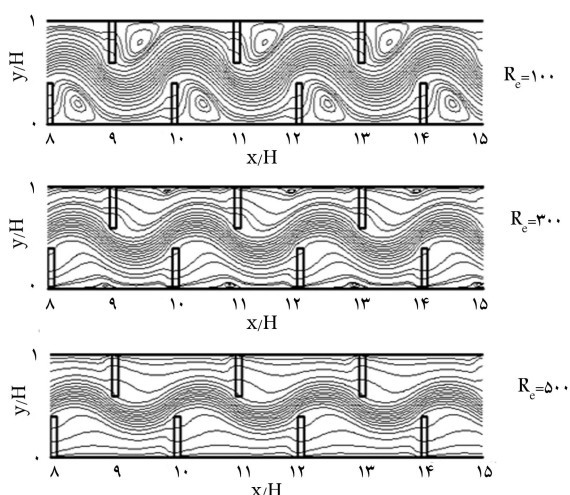
۴. نتایج و بحث

با توجه به این که در کارلی و همکارانش^[۱۶] تیغه‌های متخلخل با عدد دارسی 10^{-4} مد نظر بوده، تأثیر پارامترهای مختلف در این حالت مورد بررسی قرار گرفت. از آنجا که تغییرات ضریب انتقال حرارت از ناحیه‌ی ورودی به ناحیه‌ی توسعه‌یافته‌ی تنابویی به شدت به میدان جریان وابسته است، در این تحقیق برای تحلیل نتایج مربوط به خطوط جریان و عدد ناسلت موضعی از دو عدد دارسی 10^{-4} و 10^{-5} تیغه‌ی متخلخل استفاده شده است.

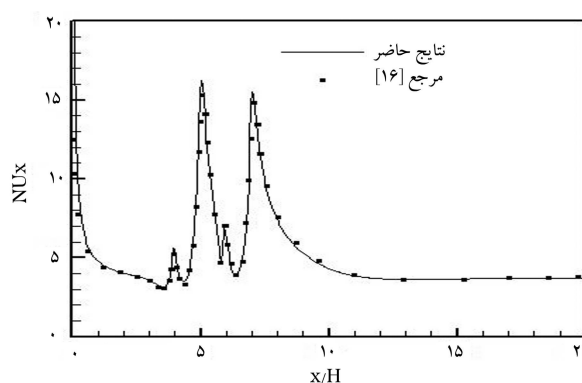
۱.۴. تأثیر عدد رینولدز

تأثیر عدد رینولدز بر خطوط جریان در شکل ۵ نشان داده شده است و نشان‌گر ویژگی بارز تیغه‌های متخلخل با نفوذپذیری نسبتاً بالاست. چنان که مشاهده می‌شود، در عدد رینولدز 100 گردابه‌هایی در پشت تیغه‌های متخلخل ایجاد می‌شود، و با افزایش عدد رینولدز اینرسی جریان افزایش می‌یابد. از آنجا که تیغه‌ی متخلخل از نفوذپذیری نسبتاً بالایی برخوردار است، جریان بیشتری از تیغه‌ی متخلخل می‌گذرد که این افزایش مومنتم باعث تأخیر در جدایش جریان پشت تیغه می‌شود و این گردابه‌ها به پایین دست تیغه‌ی متخلخل منتقل می‌شوند. همچنین در اعداد رینولدز بالاتر، گردابه‌ها تحت فشار جریان اصلی (هسته جریان) قرار گرفته و کوچک‌تر می‌شوند تا در نهایت در اعداد رینولدز بالاتر، این ناحیه‌ی چرخشی کاملاً ناپدید می‌شود.

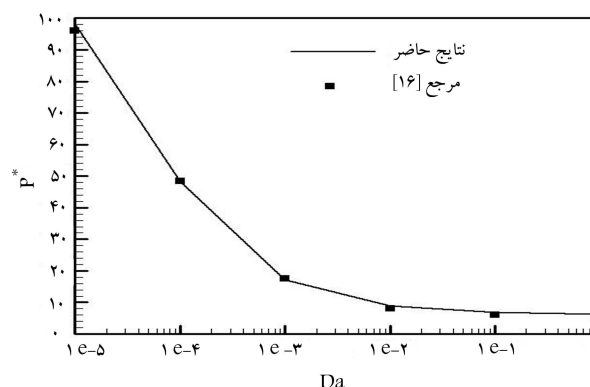
در شکل ۶ عدد ناسلت موضعی روی دیواره‌ی پایینی کانال، در اعداد رینولدز مختلف نشان داده شده است. نقاط بیشینه‌ی عدد ناسلت به دو ناحیه از دیواره‌ی پایینی مربوط می‌شوند: ۱. ناحیه‌ی از دیواره‌ی پایینی که در زیر ناحیه‌ی چرخشی تشکیل شده روی دیوار بالایی قرار دارد. در این ناحیه سرعت جریان سیال افزایش می‌یابد که کاهش ضخامت لایه‌ی مرزی و افزایش انتقال حرارت جابه‌جایی را در این ناحیه به همراه خواهد داشت. ۲. در محلی از دیواره که در تماس با تیغه‌ی متخلخل قرار دارد (شکل ۵) خطوط جریان در سطح عمودی تیغه‌ی متخلخل که جریان از طریق



شکل ۵. تأثیر عدد رینولدز بر خطوط جریان: $w/H = 0.1$, $a/H = 0.4$, $s/H = 1$ و $Da = 10^{-4}$.



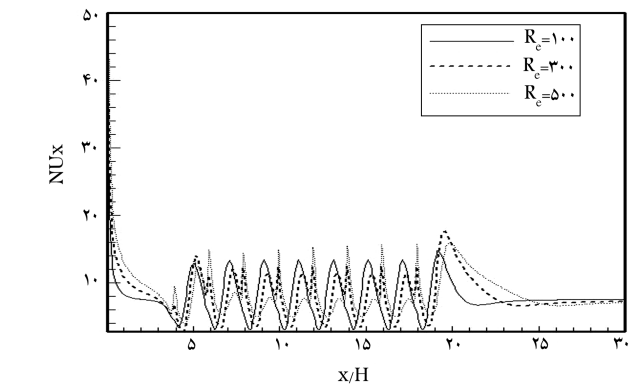
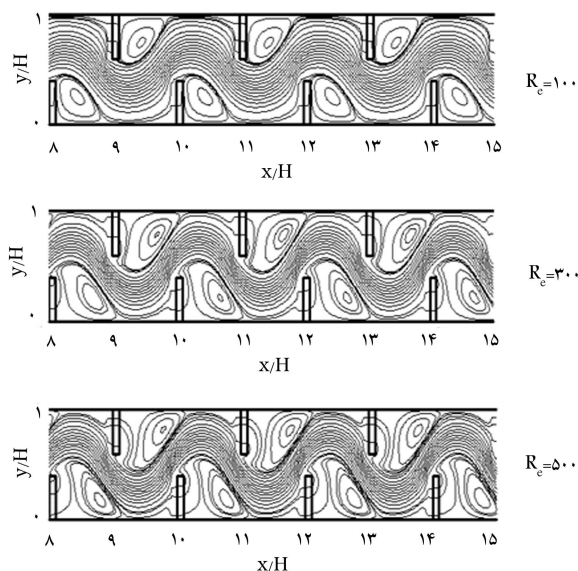
شکل ۳. تغییرات عدد ناسلت موضعی در طول کانال، مقایسه با حل عددی لی و همکارانش^[۱۶]: $Re = 100$, $Da = 10^{-4}$, $Pr = 0.7$, $k_{eff}/k_f = 1$, $\epsilon = 0.75$, $w/H = 0.2$, $a/H = 0.8$.



شکل ۴. تغییرات افت فشاری بعد نسبت به عدد دارسی، مقایسه با حل عددی لی و همکارانش^[۱۶]: $Re = 100$ و $\epsilon = 0.75$, $w/H = 0.2$, $a/H = 0.8$.

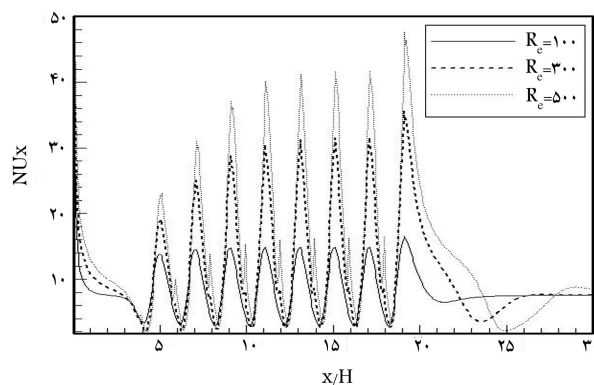
با نتایج گزارش شده توسط لی و همکارانش^[۱۶] در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است که جریان آرام بین دو صفحه‌ی موازی با چهار مانع متخلخل مورد بررسی قرار می‌گیرد. چنان که مشاهده می‌شود تطابق خوبی بین روش عددی حاضر و نتایج چاپ شده وجود دارد و بیشینه اختلاف در این حالت کم‌تر از ۵٪ تخمین زده شده است. برای نشان دادن استقلال جواب‌ها از شبکه‌ی محاسباتی، جریان داخل کانال به همراه تیغه‌های متخلخل (مسئله‌ی مورد نظر در این تحقیق) با $s/H = 1$, $w/H = 0.1$, $a/H = 0.4$, $Da = 10^{-4}$ ، $k_{eff}/k_f = 0.4$ ، $Pr = 0.7$ و $Re = 300$ در نظر گرفته شده است.

نتایج مربوط به پروفیل سرعت و دمای بی بعد، در مقطعی از کانال (بین دو تیغه در سلول ششم) به ازای شبکه‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است که بیشینه اختلاف بین شبکه‌ی 600×21 و 600×41 برای پروفیل سرعت، ۸٪ و برای پروفیل دما، ۱۱٪ است. شایان ذکر است که با بررسی استقلال از شبکه در طول کانال بین دو شبکه 600×41 و 1000×41 دیده می‌شود که پروفیل سرعت و دما به تعداد شبکه در طول کانال وابسته نیست، از این رو تعداد 600 شبکه برای طول کانال در نظر گرفته شده است. همچنین بین دو شبکه‌ی 600×41 و 600×81 ، بیشترین اختلاف برای پروفیل سرعت ۶/۸٪ و برای پروفیل دما ۵٪ تخمین زده شده است. در نهایت با افزایش گره‌های شبکه به مقدار 600×101 ، بیشترین اختلاف (نسبت به شبکه‌ی 600×81) برای پروفیل سرعت کم‌تر از ۱/۵٪ و برای پروفیل



شکل ۶. تأثیر عدد رینولدز بر عدد ناسلت محلی روی دیواره‌ی پایینی کانال : $Da = 10^{-4}$ و $k_{eff}/k_f = 1$, $w/H = 0.1$, $s/H = 1$, $a/H = 0.4$

شکل ۷. تأثیر عدد رینولدز بر خطوط جریان: $w/H = 0.1$, $a/H = 0.4$, $s/H = 1$ و $Da = 10^{-5}$



شکل ۸. تأثیر عدد رینولدز بر عدد ناسلت محلی روی دیواره‌ی پایینی کانال: $Da = 10^{-5}$ و $k_{eff}/k_f = 1$, $w/H = 0.1$, $s/H = 1$, $a/H = 0.4$

در نتیجه، ناحیه‌ی چرخشی پشت تیغه، قوی‌تر و ارتفاع گردابه‌ها نیز بیشتر می‌شود. از آنجا که با کاهش عدد دارسی تیغه به سمت جامد شدن (غیر قابل نفوذ) میل می‌کند، انتظار می‌رود تمرکز خطوط جریان به سطح عمودی تیغه متخلخل در ناحیه‌ی چرخشی بیشتر شود؛ همچنین نفوذپذیری پایین تیغه متخلخل سبب می‌شود که این ناحیه‌ی چرخشی به پایین دست تیغه منتقل نشود. در حالتی که عدد دارسی تیغه متخلخل افزایش یابد ($Da > 10^{-2}$)، میدان جریان مشابه میدان جریان مربوط به کانال بدون تیغه می‌شود. با توجه به شکل ۹ می‌توان دید که با استفاده از تیغه متخلخل با عدد دارسی 10^{-4} ، ناحیه‌ی چرخشی پشت تیغه تقریباً از بین می‌رود. این ویژگی در مواردی که سیال خشک‌کننده خاصیت خوردندگی بالایی دارد، قابل استفاده خواهد بود.

با توجه به تغییرات عدد ناسلت موضعی در شکل ۱۰، دو نقطه بیشینه در نمودار مربوط به عدد دارسی 10^{-4} دیده می‌شود که مطابق توضیحات قبلی، یکی از این نقاط به ناحیه‌ی بعد از ناحیه‌ی چرخشی مربوط است و دیگری به نقطه‌ی بی از دیواره که در تماس با تیغه متخلخل است. با کاهش عدد دارسی سرعت جریان در بعد از ناحیه‌ی چرخشی افزایش می‌یابد (شکل ۱۰) و موجب افزایش عدد ناسلت بیشینه

آن وارد تیغه می‌شود، دچار خمیدگی می‌شود و نیز پروفیل سرعت در ماده‌ی متخلخل مشابه پروفیل سرعت در جریان توربلانس، نسبت به پروفیل سرعت در جریان آزاد پخش‌تر است. در نتیجه، افزایش گرادیان سرعت در این نقطه از دیواره به جهشی ناگهانی در نمودار عدد ناسلت موضعی منجر می‌شود؛ این جهش در اعداد رینولدز بالاتر مشهودتر نیز می‌شود. اما مقادیر کمینه‌ی عدد ناسلت به خود ناحیه‌ی چرخشی مربوط می‌شود که در این ناحیه سازوکار غالب انتقال حرارت، هدایت حرارت است. در شکل ۵ مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز، ناحیه‌ی چرخشی به تدریج از بین می‌رود. در نتیجه از شدت به هم خوردگی لایه‌ی مرزی کاسته می‌شود و این سبب می‌شود تا مقادیر بیشینه‌ی عدد ناسلت دیواره‌ی پایینی که در زیر ناحیه‌ی چرخشی قرار دارد و بیشترین سهم را در عدد ناسلت متوسط در طول کانال به خود اختصاص می‌دهد، با افزایش عدد رینولدز کاهش یابد. در نهایت عدد ناسلت متوسط کانال در عدد رینولدز 10^5 ، از عدد ناسلت متوسط کانال با رینولدز 50^5 بیشتر می‌شود که این پدیده یکی از ویژگی‌های تیغه‌ی متخلخل با نفوذپذیری نسبتاً بالا را نشان می‌دهد. اما در حالتی که از تیغه‌های متخلخل با نفوذپذیری نسبتاً پایین استفاده شود، با افزایش عدد رینولدز برخلاف حالت قبل، طول و اندازه‌ی ناحیه‌ی چرخشی ایجاد شده در پشت تیغه متخلخل افزایش می‌یابد (شکل ۷) همچنین با زیاد شدن عدد رینولدز، این ناحیه چرخشی به پایین دست تیغه منتقل می‌شود و در حالتی که فاصله‌ی بین دو تیغه متوالی روی یک دیواره کم‌تر باشد (مثلاً نصف حالت فعلی)، تمام فضای بین دو تیغه توسط ناحیه‌ی چرخشی اشغال خواهد شد و جریان اصلی هیچ تماسی با دیواره‌های کانال نخواهد داشت؛ و از آنجا که ناحیه‌ی چرخشی یک ناحیه با ضریب انتقال حرارت پایین محسوب می‌شود، از نقطه نظر انتقال حرارت پیامد منفی در بر خواهد داشت.

تغییرات عدد ناسلت محلی در این حالت (شکل ۸) نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، برخلاف حالت قبل (شکل ۵)، ناحیه‌ی چرخشی همچنان در پشت تیغه وجود خواهد داشت. در نتیجه سرعت جریان در فضای بین دیواره و ناحیه‌ی چرخشی افزایش می‌یابد و باعث افزایش نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی در این ناحیه می‌شود. در نهایت عدد ناسلت متوسط مربوط به این حالت از تیغه (عدد دارسی پایین)، با افزایش عدد رینولدز افزایش خواهد یافت.

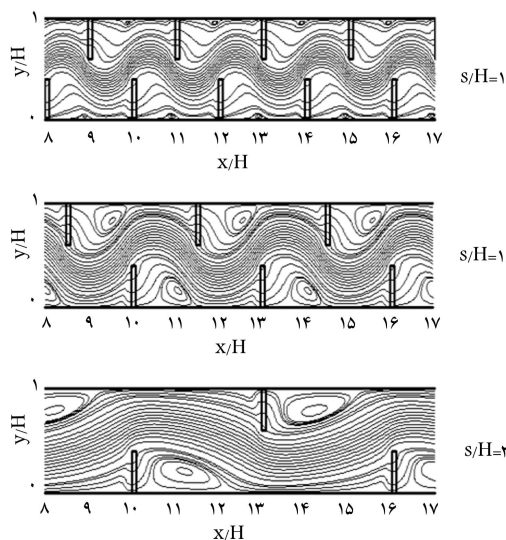
۲.۴. تأثیر عدد دارسی

همان‌طور که در شکل ۹ مشاهده می‌شود، با کاهش عدد دارسی نفوذ سیال از تیغه متخلخل کاهش می‌یابد و بر مقاومت تیغه در برابر عبور جریان افزوده می‌شود.

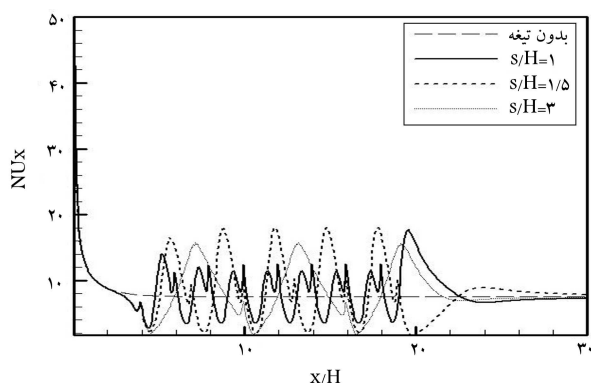
۳.۴. تأثیر فاصله‌ی بین دو تیغه

تغییرات فاصله‌ی بین دو تیغه‌ی متوالی با نفوذپذیری نسبتاً بالای تیغه‌ی متخلخل ($Da = 10^{-4}$) و تأثیر آن بر خطوط جریان در شکل ۱۱ نشان داده شده است. چنان که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود، با افزایش فاصله‌ی بین دو تیغه، ناحیه‌ی چرخشی پشت تیغه‌ها بزرگ‌تر شده است. در واقع اگر یکی از تیغه‌ها را در نظر بگیریم با افزایش فاصله‌ی تیغه‌ها تأثیر تیغه‌ی مجاور بر خطوط جریان در محدوده‌ی تیغه‌ی مورد نظر کاهش می‌یابد. چنانچه فاصله‌ی بین تیغه‌ها کم باشد تراکم خطوط جریان در ناحیه‌ی هسته‌ی جریان بیشتر شده و ناحیه‌ی چرخشی را تحت فشار قرار می‌دهد و در نهایت در مقدار $s/H = 1$ این ناحیه‌ی چرخشی تقریباً ناپدید می‌شود.

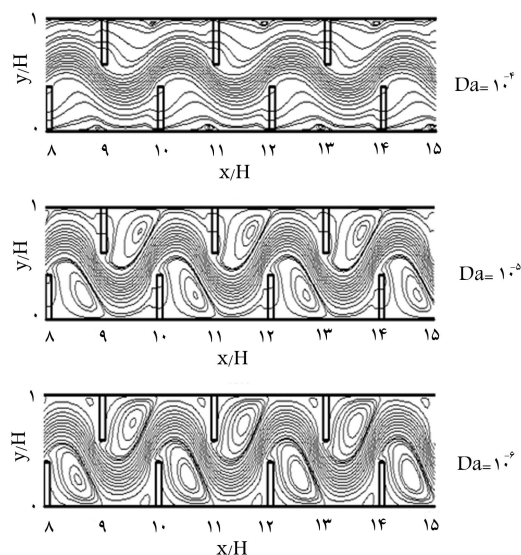
شکل ۱۲ بیانگر تغییرات عدد ناسلت موضعی در طول کانال، برای فواصل مختلف بین دو تیغه است. با توجه به نقاط بیشینه‌ی عدد ناسلت در شکل ۱۲، مشاهده می‌شود که با افزایش فاصله‌ی بی‌بعد از تیغه از مقدار ۱ به $1/5$ و به علت ایجاد ناحیه‌ی چرخشی بزرگ‌تر، سرعت جریان اصلی که از روی این ناحیه به سطح دیواره‌ی کانال برخورد می‌کند افزایش یافته و در نهایت افزایش نرخ انتقال حرارت



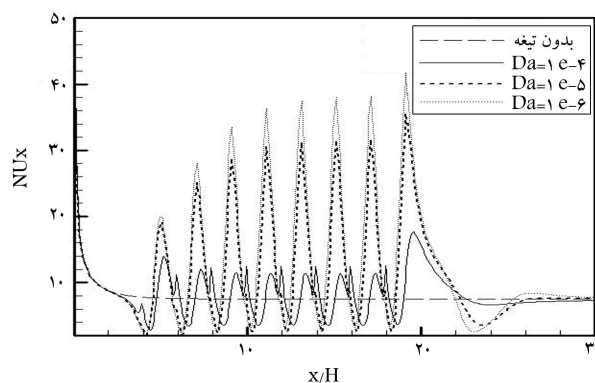
شکل ۱۱. تأثیر فاصله‌ی بین دو تیغه بر خطوط جریان $a/H = 0.4$ ، $Re = 300$ و $Da = 10^{-4}$ ، $w/H = 0.1$



شکل ۱۲. تأثیر فاصله‌ی بین دو تیغه بر عدد ناسلت موضعی روی دیواره‌ی پایینی کانال: $a/H = 0.4$ ، $w/H = 0.1$ ، $Da = 10^{-4}$ ، $k_{eff}/k_f = 1$ و $Re = 300$



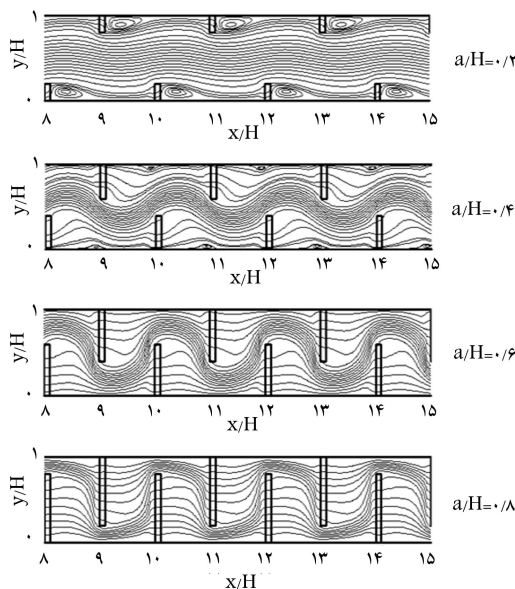
شکل ۹. تأثیر عدد دارسی بر خطوط جریان: $a/H = 0.4$ ، $w/H = 0.1$ ، $s/H = 1$ و $Re = 300$



شکل ۱۰. تأثیر عدد دارسی بر عدد ناسلت موضعی روی دیواره‌ی پایینی کانال: $Re = 300$ و $k_{eff}/k_f = 1$ ، $w/H = 0.1$ ، $s/H = 1$ ، $a/H = 0.4$

در این ناحیه می‌شود. اما از آنجا که با کاهش عدد دارسی، سرعت جریان نفوذی از تیغه‌ی متخلخل به سمت صفر میل می‌کند و گردایان سرعت روی مرز کاهش می‌یابد، نقطه‌ی بیشینه‌ی دوم در نمودار عدد ناسلت با کاهش عدد دارسی به تدریج از بین خواهد رفت. از آنجا که ناحیه‌ی بعد از گردابه‌ها سهم بیشتری در افزایش مقدار عدد ناسلت متوسط کانال دارند، در حالت کلی کاهش عدد دارسی منجر به افزایش عدد ناسلت متوسط خواهد شد.

نکته‌ی قابل توجه در شکل ۱۰ این است که با کاهش عدد دارسی، عدد ناسلت موضعی در ناحیه‌ی ورودی کانال کم‌تر از مقدار عدد ناسلت در ناحیه‌ی توسعه‌یافته‌ی تناوبی خواهد بود. یقیناً عدد ناسلت در ناحیه‌ی ورودی کانال بدون تیغه بیشتر از مقدار عدد ناسلت در جریان توسعه‌یافته‌ی معمول است. با قراردادن تیغه‌ی متخلخل با نفوذپذیری نسبتاً بالا همچنان روند تغییرات عدد ناسلت از ناحیه‌ی ورودی به ناحیه‌ی توسعه‌یافته، مشابه کانال بدون تیغه خواهد کرد، اما با کاهش عدد دارسی مشاهده می‌شود که عدد ناسلت موضعی در ناحیه‌ی ورودی، کم‌تر از عدد ناسلت ناحیه‌ی توسعه‌یافته است. این پدیده را می‌توان از ایجاد یک ناحیه‌ی چرخشی قوی در پشت تیغه‌ها در اعداد دارسی پایین نتیجه گرفت.



شکل ۱۵. تأثیر ارتفاع تیغه بر خطوط جریان $s/H = 1$, $w/H = 0.1$, $Re = 300$ و $Da = 10^{-4}$.

انتقال حرارت هدایت (سازوکار انتقال حرارت در ناحیه چرخشی) تغییر می‌کند و این مسئله از دیدگاه انتقال حرارت مطلوب نیست.

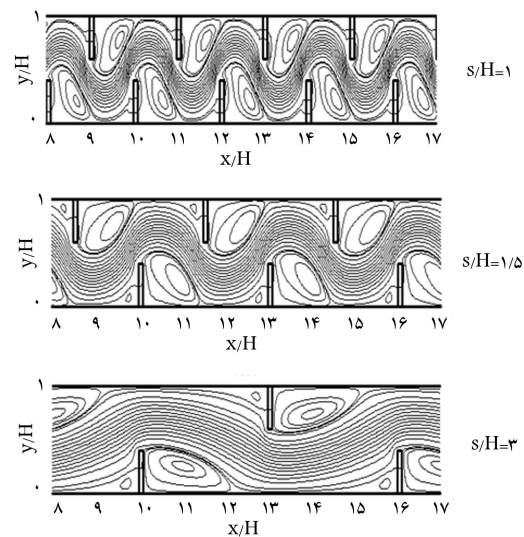
۴.۴. تأثیر ارتفاع تیغه

تأثیر ارتفاع تیغه متخلخل با نفوذپذیری نسبتاً بالا ($Da = 10^{-4}$) بر میدان جریان در شکل ۱۵ مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای تیغه‌های متخلخل با ارتفاع کم، ناحیه چرخشی در پشت تیغه شکل می‌گیرد. در واقع سرعت جریان عبوری از روی تیغه افزایش و فشار آن کاهش می‌یابد. از آنجا که فضا و فرصت کافی برای انبساط جریان وجود دارد گرادیان فشار معکوس سبب تولید این گردابه می‌شود. با افزایش ارتفاع بی‌بعد تیغه تا مقدار ۰/۸، فضای بین تیغه و دیواره تنگ‌تر شده و اینرسی جریان عبوری از این ناحیه افزایش می‌یابد. به علت وجود تیغه بعدی (مقاومت بالا)، فرصت کافی برای انبساط جریان و بازیافت فشار وجود نخواهد داشت و سبب تغییر مسیر شدید جریان اصلی می‌شود. این جریان اصلی، میدان جریان در پشت تیغه قبلی را تحت فشار قرار می‌دهد تا در نهایت منجر به از بین رفتن ناحیه چرخشی در پشت تیغه می‌شود.

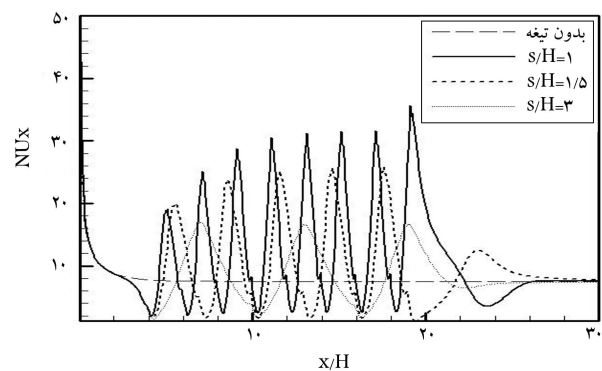
همچنین با افزایش ارتفاع تیغه، از آنجا که نفوذپذیری تیغه متخلخل در این حالت نسبتاً بالاست، مومنتم عبوری از تیغه متخلخل افزایش می‌یابد و باعث افزایش انرژی جنبشی لایه مرزی در پشت تیغه می‌شود که به تأخیر در جدایش جریان نیز می‌انجامد. در واقع عوامل ذکر شده دلیل از بین رفتن ناحیه چرخشی در پشت تیغه‌های بلندتر هستند. برای تیغه‌های با عدد دارسی 10^{-4} ، از ارتفاع بی‌بعد ۰/۴ به بعد ناحیه چرخشی ناپدید می‌شود.

این در حالی است که برای تیغه‌هایی با نفوذپذیری نسبتاً پایین ($Da = 10^{-5}$)، عامل دوم که به مومنتم عبوری از تیغه متخلخل مربوط می‌شود (شکل ۱۶) کم‌رنگ‌تر شده و مطابق انتظار در ارتفاع بی‌بعد ۰/۸، این ناحیه چرخشی در پشت تیغه متخلخل کاملاً از بین می‌رود.

در حالتی که ارتفاع بی‌بعد تیغه به مقدار ۰/۸ می‌رسد، سطح بیشتری از دیواره‌ی



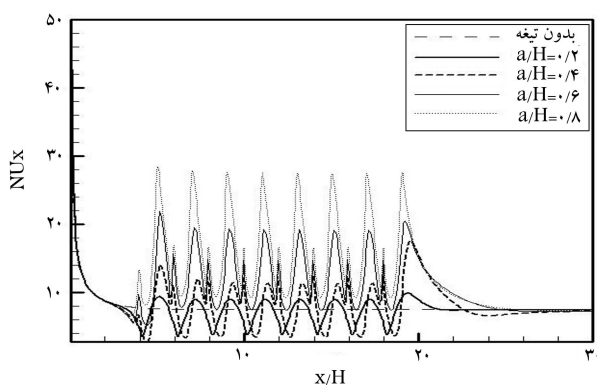
شکل ۱۳. تأثیر فاصله‌ی بین دو تیغه بر خطوط جریان: $a/H = 0.4$, $w/H = 0.1$, $Re = 300$ و $Da = 10^{-5}$.



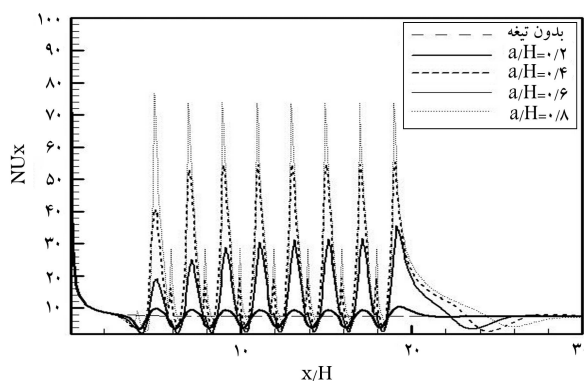
شکل ۱۴. تأثیر فاصله‌ی بین دو تیغه بر عدد ناسلت موضعی روی دیواره‌ی پایینی کانال: $a/H = 0.4$, $w/H = 0.1$, $Da = 10^{-5}$, $k_{eff}/k_f = 1$ و $Re = 300$.

جابه‌جایی روی سطح را به همراه خواهد داشت. ولی با افزایش بیش از حد فاصله‌ی بین دو تیغه ($s/H = 3$)، چون فضای زیادی برای انبساط جریان وجود خواهد داشت، سرعت برخورد به دیواره‌ی کانال کاهش می‌یابد و باعث کاهش نرخ انتقال حرارت با سازوکار جابه‌جایی نسبت به حالت $s/H = 1/5$ می‌شود.

برای عدد دارسی پایین‌تر ($Da = 10^{-5}$)، چنان که در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود، با کاهش فاصله‌ی بین دو تیغه، اینرسی جریان در قسمت هسته افزایش می‌یابد و به علت نفوذپذیری نسبتاً پایین تیغه متخلخل، ناحیه چرخشی در تمام حالت‌ها وجود دارد با این تفاوت که در مقدار $s/H = 1$ ، طول ناحیه چرخشی به علت تأثیر جریان اصلی، کم‌تر و ارتفاع آن بیشتر می‌شود. این امر سبب می‌شود جریان اصلی با سرعت بیشتری به دیواره‌ی کانال برخورد کند و نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی روی سطح افزایش یابد. برخلاف حالت قبل (تیغه با عدد دارسی 10^{-4})، در این حالت با افزایش فاصله‌ی بین تیغه‌ها، بیشینه‌ی عدد ناسلت در شکل ۱۴ کاهش می‌یابد. در واقع از نقطه نظر انتقال حرارت باید فاصله‌ی بین دو تیغه طوری در نظر گرفته شود که تمام فضای بین دو تیغه متوالی روی یک دیواره توسط ناحیه چرخشی اشغال نشود؛ چون در این حالت سازوکار غالب انتقال حرارت به



شکل ۱۷. تأثیر ارتفاع تیغه بر عدد ناسلت موضعی روی دیواره‌ی پایینی کانال: $Re = 300$ و $k_{eff}/k_f = 1$, $Da = 10^{-4}$, $w/H = 0.1$, $s/H = 1$.

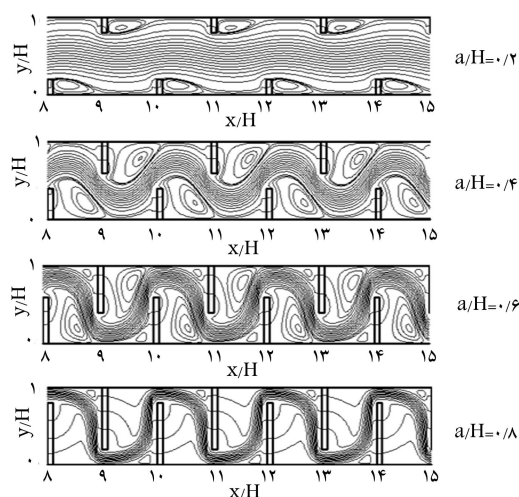


شکل ۱۸. تأثیر ارتفاع تیغه بر عدد ناسلت موضعی روی دیواره‌ی پایینی کانال: $Re = 300$ و $k_{eff}/k_f = 1$, $Da = 10^{-5}$, $w/H = 0.1$, $s/H = 1$.

حرارت تغییر می‌یابد. این عامل سبب می‌شود تا در حالت $Da = 10^{-5}$ ، عدد ناسلت در محل تیغه‌ها نسبت به حالت $Da = 10^{-4}$ کاهش یابد. از آنجا که برای حل معادله‌ی انرژی در محیط متخلخل از مدل یک معادله‌ی (شرط تعادل حرارتی برای دو فاز) استفاده شده، محدوددهی به‌کارگیری نسبت ضریب هدایت حرارتی در این تحقیق حداکثر تا $k_{eff}/k_f = 10$ است.

۶.۴. تأثیر عدد پراوتل و ارتفاع تیغه‌ی متخلخل بر نسبت عملکرد

چنان‌که از اعداد جدول ۱ برمی‌آید، با افزایش عدد پراوتل نسبت افزایش در عدد ناسلت و همچنین نسبت عملکرد برای تمام ارتفاع‌های تیغه‌ی متخلخل رو به افزایش است. با توجه به حالات بررسی شده در جدول ۱ مشاهده می‌شود که در $Pr = 0.7$ و $a = 0.2H$ ، نسبت بهبود انتقال حرارت کم‌تر از واحد شده است. پس می‌توان نتیجه گرفت که این حالت، از نقطه‌نظر انتقال حرارت مطلوب نیست در حالی که در تمامی حالات دیگر، این نسبت بزرگ‌تر از ۱ است، که از منظر انتقال حرارت و در جاهایی که افت فشار از درجه اهمیت کمی برخوردار است، مورد توجه قرار می‌گیرند. اما چون در بیشتر کاربردها، افت فشار یکی از پارامترهای طراحی است، باید نسبت افزایش در توان پمپ به همراه افزایش در نرخ انتقال حرارت را به‌طور همزمان در نظر گرفت. در جاهایی که افت فشار اهمیت دارد، نسبت عملکرد باید بزرگ‌تر از ۱ باشد. در نتیجه با توجه به حالات بررسی شده در جدول ۱ مشاهده می‌شود که تنها در اعداد پراوتل بالا این نسبت به مقادیر بزرگ‌تر از ۱ می‌رسد و نشان می‌دهد این سیستم



شکل ۱۶. تأثیر ارتفاع تیغه بر خطوط جریان: $w/H = 0.1$, $s/H = 1$, $Re = 300$ و $Da = 10^{-5}$.

کانال در تماس با جریان سرعت بالا (جریان اصلی شتاب گرفته از فضای بین تیغه و دیواره) قرار می‌گیرد، و لذا ضخامت لایه‌ی مرزی تشکیل شده روی دیواره کاهش می‌یابد. این مطلب با افزایش تراکم خطوط جریان روی سطح دیواره، در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ قابل مشاهده است. در نتیجه‌ی افزایش سرعت جریان، انتقال حرارت جابه‌جایی روی این سطح نیز افزایش خواهد یافت.

در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ برای هر دو مقدار عدد دارسی بالا و پایین در حالت‌های بررسی شده در این تحقیق، مقدار عدد ناسلت محلی با افزایش ارتفاع تیغه افزایش می‌یابد. شایان ذکر است که با افزایش ارتفاع تیغه، افت فشار در طول کانال نیز افزایش می‌یابد؛ با در نظر گرفتن این دو مقوله (انتقال حرارت و افت فشار) می‌توان یک ارتفاع بهینه برای تیغه‌های متخلخل انتخاب کرد.

چنان‌که از تغییرات عدد ناسلت موضعی در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ برمی‌آید، در حالتی که از تیغه‌ی متخلخل با نفوذپذیری نسبتاً بالا استفاده شود، از ارتفاع بی‌بعد 0.2 تا مقدار 0.8 یک روند کاهشی برای عدد ناسلت موضعی از ناحیه‌ی ورودی به ناحیه‌ی توسعه‌یافته‌ی تناوبی دیده می‌شود. در حالی که برای نفوذپذیری پایین تیغه‌ی متخلخل (شکل ۱۸)، این روند کاهشی تنها در ارتفاع بی‌بعد 0.8 دیده می‌شود و در باقی ارتفاع‌ها، عدد ناسلت در ناحیه‌ی ورودی کم‌تر از عدد ناسلت در ناحیه‌ی توسعه‌یافته است. بار دیگر این پدیده را می‌توان از ایجاد ناحیه‌ی چرخشی و شدت به هم خوردن لایه‌ی مرزی در میدان جریان نتیجه گرفت.

۵.۴. تأثیر نسبت ضریب هدایت حرارتی

تا اینجا تمام نتایج بررسی شده به حالاتی مربوط می‌شدند که ضریب هدایت حرارتی مؤثر تیغه‌ی متخلخل با ضریب هدایت سیال برابر بود. حال تأثیر این خاصیت فیزیکی بر نرخ انتقال حرارت، در شکل‌های ۱۹ و ۲۰ نشان داده شده است. با انتخاب ماده‌ی متخلخل با خواص حرارتی بهتر (ضریب هدایت بالا) شاهد افزایش قابل توجه عدد ناسلت در محل تیغه‌ها هستیم. یقیناً سرعت جریان در ماده‌ی متخلخل با نفوذپذیری بالا بیشتر از سرعت جریان در ماده‌ی متخلخل با نفوذپذیری پایین است. در نتیجه، این افزایش سرعت باعث افزایش قابل توجه نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی در محل این نوع از تیغه‌های متخلخل (تیغه‌ی متخلخل با نفوذپذیری بالا) می‌شود و با کاهش نفوذپذیری تیغه‌ی متخلخل سازگار غالب انتقال حرارت در تیغه‌ی متخلخل به هدایت

جدول ۲. تأثیر عدد دارسی تیغه‌ی متخلخل بر نسبت عملکرد $s/H = ۱$ ، $Pr = ۱۴$ و $Re = ۳۰۰$ ، $K_{eff}/Kf = ۱$ ، $a/H = ۰/۴$ ، $w/H = ۰/۱$

η	Nu/Nu_o	Da
۰/۵۸۶	۱/۲۶۵	$۱۰^{-۴}$
۰/۹۸۹	۲/۴۴۵	$۱۰^{-۵}$
۱/۰۶	۲/۷۵۴	$۱۰^{-۶}$

(کانال با تیغه‌های متخلخل) برای سیالاتی با عدد پرانتل بالا -- مثل آب یا روغن -- عملکرد بهتری دارد.

تأثیر ارتفاع تیغه‌ها بر نسبت عملکرد نشان می‌دهد که در اعداد پرانتل پایین ($Pr = ۰/۷$)، با افزایش ارتفاع تیغه‌ی متخلخل و در نتیجه، افزایش نسبت بهبود انتقال حرارت، نسبت عملکرد کاهش می‌یابد. در حالی که در اعداد پرانتل بالاتر، نسبت عملکرد تا ارتفاع مشخصی ($a = ۰/۶H$) در بین حالات بررسی شده) افزایش می‌یابد و با افزایش بیشتر ارتفاع تیغه ($a = ۰/۸H$)، این نسبت کاهش می‌یابد؛ در این حالت می‌توان یک ارتفاع بهینه برای دستیابی به بیشترین نسبت عملکرد تعیین کرد.

۷.۴. تأثیر عدد دارسی بر نسبت عملکرد

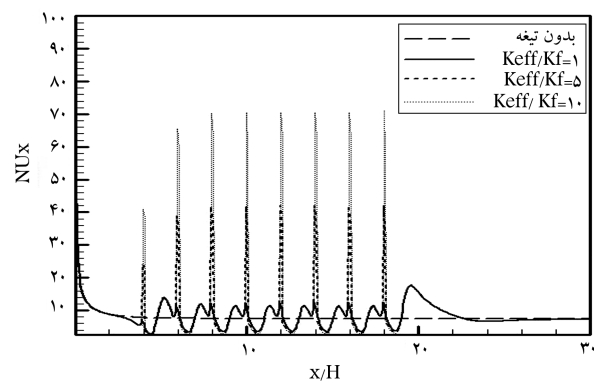
چنان که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، با کاهش عدد دارسی (کاهش نفوذپذیری) علاوه بر افزایش نسبت بهبود نرخ انتقال حرارت و افزایش افت فشار (با کاهش نفوذپذیری، مقاومت در برابر عبور جریان افزایش می‌یابد)، نسبت عملکرد نیز افزایش می‌یابد؛ در عدد دارسی $۱۰^{-۶}$ این نسبت بزرگ‌تر از ۱ است. در این حالت، نتیجه‌ی مطلوب از نقطه‌نظر انتقال حرارت و افت فشار حاصل می‌شود.

۵. نتیجه‌گیری

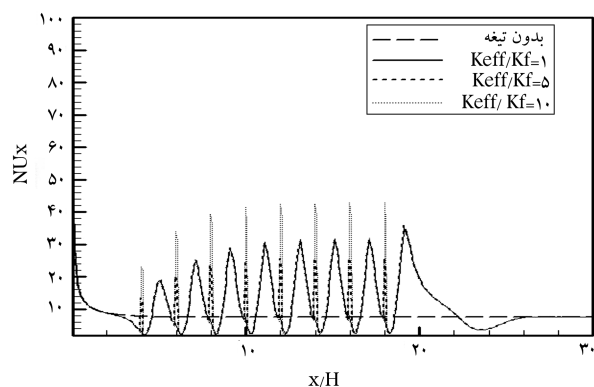
در این پژوهش تحلیل عددی جریان و انتقال حرارت در یک کانال دوبعدی با ۱۶ تیغه‌ی متخلخل مورد بررسی قرار گرفت. تأثیر چندین پارامتر از قبیل عدد رینولدز، فاصله‌ی بین دو تیغه، ارتفاع تیغه و نسبت ضریب هدایت حرارتی، بر خطوط جریان و عدد ناسلت در دو مقدار از عدد دارسی دیده شد و در نهایت تأثیر چندین پارامتر مانند عدد پرانتل، بر نسبت عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفت.

۱. برخلاف تحقیقات قبلی که تأثیر این پارامترها در عدد دارسی $۱۰^{-۴}$ بررسی شد، در این تحقیق نشان داده شد که تأثیر پارامترها بر خطوط جریان و نرخ انتقال حرارت در عدد دارسی پایین‌تر کاملاً متفاوت است، و نیز با بررسی دقیق‌تر تغییرات عدد ناسلت موضعی در ناحیه‌ی ورودی (ناحیه‌ی شامل چند تیغه‌ی ابتدایی) و توسعه‌یافته‌ی تناوبی، دیده شد که در جاهایی که تیغه‌ی متخلخل باعث ایجاد ناحیه‌ی چرخشی در میدان جریان شود، عدد ناسلت در ناحیه‌ی توسعه‌یافته از مقدار عدد ناسلت در طول ورودی جریان بیشتر خواهد شد.

۲. در مقایسه با کانال بدون تیغه، میدان جریان و انتقال حرارت در کانال با تیغه‌های متخلخل دارای ویژگی‌های خاصی است. نتایج این بررسی نشان می‌دهد که در اعداد دارسی پایین، در تمام رینولدزها، جریان‌های چرخشی در پشت تیغه تشکیل می‌شود. در حالی که در اعداد دارسی بالاتر از $Da = ۱۰^{-۴}$ ، با افزایش عدد رینولدز و افزایش ارتفاع تیغه، این جریان‌های چرخشی ناپدید می‌شوند. این پدیده را می‌توان با افزایش مومنت عبوری از تیغه متخلخل توجیه کرد. از آنجا



شکل ۱۹. تأثیر نسبت ضریب هدایت حرارتی بر عدد ناسلت موضعی روی دیواره‌ی پایینی کانال: $s/H = ۱$ ، $a/H = ۰/۴$ ، $w/H = ۰/۱$ ، $Da = ۱۰^{-۴}$ و $Re = ۳۰۰$



شکل ۲۰. تأثیر نسبت ضریب هدایت حرارتی بر عدد ناسلت موضعی روی دیواره‌ی پایینی کانال: $s/H = ۱$ ، $a/H = ۰/۴$ ، $w/H = ۰/۱$ ، $Da = ۱۰^{-۵}$ و $Re = ۳۰۰$

جدول ۱. تأثیر عدد پرانتل و ارتفاع تیغه‌ی متخلخل بر نسبت عملکرد $s/H = ۱$ ، $Re = ۳۰۰$ و $k_{eff}/k_f = ۱$ ، $Da = ۱۰^{-۶}$ ، $w/H = ۰/۱$

η	Nu/Nu_o	a	Pr
۰/۸۱۳	۰/۹۷۴	$۰/۲H$	۰/۷
۰/۶۰۷	۱/۵۶۴	$۰/۴H$	
۰/۵۸۸	۲/۲۷۸	$۰/۶H$	
۰/۵۱۹	۲/۸۷۲	$۰/۸H$	
۰/۹۳۸	۱/۱۲۳	$۰/۲H$	۷
۰/۹۸۱	۲/۵۳۴	$۰/۴H$	
۰/۹۹۳	۳/۸۵۷	$۰/۶H$	
۰/۸۹۱	۴/۹۳۶	$۰/۸H$	
۱/۰۰۰۱۶	۱/۱۹۸	$۰/۲H$	۱۴
۱/۰۶۶	۲/۷۵۴	$۰/۴H$	
۱/۰۸	۴/۱۹۶	$۰/۶H$	
۰/۹۶۳	۵/۳۳۷	$۰/۸H$	

که در عدد دارسی پایین، با تشکیل گردابه پیچ و خم جریان اصلی و در نتیجه سرعت روی دیواره افزایش می‌یابد، عدد ناسلت به‌طور قابل توجهی با کاهش نفوذپذیری (عدد دارسی) تیغه‌ی متخلخل افزایش می‌یابد.

۳. با توجه به تأثیر ارتفاع تیغه بر عدد ناسلت و در نظر گرفتن تأثیر ارتفاع تیغه بر افت فشار می‌توان یک ارتفاع بهینه برای رسیدن به نسبت عملکرد بالا به دست آورد.

۴. با افزایش نسبت ضریب هدایت حرارت (k_{eff}/k_f) ، مقدار عدد ناسلت در محل تیغه‌ها افزایش می‌یابد که در عدد دارسی بالاتر تیغه‌ی متخلخل، به علت افزایش نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی، عدد ناسلت با افزایش قابل توجهی همراه است.

۵. با افزایش عدد پرانتل، نسبت افزایش در عدد ناسلت (نسبت عدد ناسلت متوسط در کانال با تیغه‌های متخلخل به عدد ناسلت متوسط در جریان کانال بدون تیغه) افزایش می‌یابد. این امر نشان‌گر عملکرد (نسبت بهبود انتقال حرارت در واحد افزایش توان پمپ) بالای این سیستم برای سیالات با عدد پرانتل بالا مثل آب و روغن است.

$k_s = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon)k_s$: ضریب هدایت مؤثر ماده متخلخل (W/m.k)

$L = 3 \cdot H$: طول کانال (m)

$Nu = h \cdot 2H/k_f$: عدد ناسلت

P : فشار (Pa)

Pr : عدد پرانتل

$Re = \rho u_f 2H/\mu$: عدد رینولدز

s : فاصله‌ی بین دو تیغه (m)

S : عبارت چشمه

T : دما (K)

u : بردار سرعت (m/s)

w : ضخامت تیغه (m)

$\langle \rangle$: متوسط حجمی

علائم یونانی

ρ : چگالی (kg/m^3)

μ : گرانروی دینامیکی (N.s/m^2)

ε : ضریب تخلخل (پروستی)

زیرنویس

eff : مؤثر

f : سیال

m : میانگین

$^\circ$: خواص ورودی و مشخصات مربوط به کانال بدون تیغه

s : جامد

w : دیواره

فهرست علائم

a : ارتفاع تیغه (m)

c_p : ظرفیت گرمایی (J/kg.K)

$Da = K/H^\circ$: عدد دارسی

F : ضریب اینرسی

f : ضریب اصطکاک فانتینگ

H : ارتفاع کانال (m)

K : نفوذپذیری (m^2)

k : ضریب هدایت حرارتی (W/m.k)

پانویس‌ها

1. permeability
2. porosity
3. inertial coefficient
4. collocated grid
5. hybrid
6. line by line
7. harmonic mean

منابع (References)

1. Wang, G., Stone, K. and Vanka, S.P. "Unsteady heat transfer in baffled channels", *Heat Transfer*, **118**, pp. 585-591 (August 1996).
2. Sung, H.J., Kim, S.Y. and Hyun, J.M. "Forced convection from an isolated heat source in a channel with porous medium", *Int. J. Heat Fluid Flow*, **16**, pp. 527-535 (May 1995).

3. Ould-Amer, Y., Chikh, S., Bouhade, K. and Lauriat, G. "Forced convection cooling enhancement by use of porous materials", *Int. J. Heat Fluid Flow*, **19**, pp. 251-258 (1998).
4. Pavel, B.I. and Mohamad, A.A. "An experimental and numerical study on heat transfer enhancement for gas heat exchangers fitted with porous media", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **47**, pp. 4939-495 (2004).
5. Fu, H.L., Leong, K.C., Huang, X.Y. and Liu, C.Y. "An experimental study of heat transfer of a porous channel subjected to oscillating flow", *ASME J. Heat Transfer*, **123**, pp. 162-170 (2001).
6. Chikh, S., Boumedien, A., Bouhade, K. and Lauriat, G. "Analytical solution of non-Darcian forced convection in an annular duct partially filled with a porous medium", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **38**, pp. 1543-1551 (1995).
7. Huang, Z.F., Nakayama, A., Yang, K., Yang, C. and Liu, W. "Enhancing heat transfer in the core flow by using porous medium insert in a tube", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **53**, pp. 1164-1174 (2010).
8. Maerefat, M., Mahmoudi, S.Y. and Mazaheri, K. "Numerical simulation of forced convection enhancement in a pipe by porous inserts", *J. Heat Transfer Engineering*, **32**(1), pp. 45-56 (2011).
9. Huang, P.C. and Vafai, K. "Flow and heat transfer control over an external surface using a porous block array arrangement", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **36**, pp. 4019-4032 (1993).
10. Huang, P.C. and Vafai, K. "Analysis of forced convection enhancements in a channel using porous baffles", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **8**(3), pp. 563-573 (1994).
11. Yang, Y.T. and Hwang, C.Z. "Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous baffled channel", *Int J Heat Mass Transfer*, **46**, pp. 771-80 (2003).
12. Ko, K.H. and Anand, N.K. "Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel", *Int J Heat Mass Transfer*, **46**, pp. 4191-9 (2003).
13. Yang, J., Zeng, M. and Wang, Q. "Forced convection heat transfer enhancement by porous pin fins in rectangular channels", *ASME J. Heat Transfer*, **132**, pp. 1-8 (2010).
14. Miranda, B.M.D.S. and Anand, N.K. "Convection heat transfer in a channel with porous baffles", *Num. Heat Transfer (Part A)*, **46**, pp. 425-452 (2004).
15. Targui, N., and Kahalerras, H. "Analysis of fluid flow and heat transfer in a double pipe heat exchanger with porous structures", *Energy Conversion and Management*, **49**, pp. 3217-322 (2008).
16. Li, H.Y., Leong, K.C., Jin, L.W. and Chai, J.C. "Analysis of fluid flow and heat transfer in a channel with staggered porous blocks", *International Journal of Thermal Sciences*, **49**, pp. 950-962 (2010).
17. Kaviany, M., *Principles of Heat Transfer in Porous Media*, second ed. Springer-Verlag, New York (1995).
18. Vafai, K. and Tien, C.L. "Boundary and inertial effects on flow and heat transfer in porous media", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **2**, pp. 195-203 (1981).
19. Alazmi, B. and Vafai, K. "Analysis of variants within the porous media transport models", *ASME J. Heat Transfer*, **122**, pp. 303-326 (2000).
20. Kaviany, M. "Laminar flow through a porous channel bounded by isothermal parallel plates", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **28**, pp. 851-858 (1985).
21. Bejan, A., *Convection Heat Transfer*, 3rd ed. Wiley (2004).
22. Yu, B., Tao, W. and Wei, J. "Discussion on momentum interpolation method for collocated grids of incompressible flow", *Numerical. Heat Transfer Part B.*, **42**, pp. 141-166 (2002).
23. Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation (1980).

NUMERICAL ANALYSIS OF FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER IN A CHANNEL WITH POROUS BAFFLES

A. Davari

amin.davari_me@yahoo.com

M. Maerefat(corresponding author)

maerefat@modares.ac.ir

**Dept. of Mechanical Engineering
Tarbiat Modares University**

Sharif Mechanical Engineering Journal

Volume 29, Issue 2, Page 21-31, Original Article

© Sharif University of Technology

- Received 27 June 2011; received in revised form 12 March 2012; accepted 15 July 2012.

Abstract

In the present study, analysis of fluid flow and heat transfer in the entrance and the periodically fully developed region of a channel with porous baffles in a staggered arrangement, is numerically studied. The Navier-stokes and Brinkman-Forchheimer equations are used to model fluid flow in open and porous regions. The flow is assumed to be laminar. A finite volume based method, in conjunction with the SIMPLE algorithm, is used to solve the equations. The local thermal equilibrium model is adopted in the energy equation to evaluate solid and fluid temperatures. The effect of parameters, such as baffle height, baffle spacing, Reynolds number and thermal conductivity ratio between the porous baffles and the fluid, on the flow field and local heat transfer rate is analyzed at two values of Darcy number. Considering the effect of geometrical and physical characteristics of the porous baffles and flow parameters on the developing velocity profile and the local Nusselt number, it can be concluded that the developing length, as well as the value of fully developed Nusselt number, are affected by these parameters, while, in the case of conventional thermally developed duct flow, the Nusselt number is independent of these parameters.

The results indicate that the local heat transfer coefficient significantly depends on the formation and variation of the recirculation caused by the porous baffles, so that, in cases where use of porous baffles leads to a recirculation zone, the local Nusselt number in the entrance region is less than that of the fully developed region. It is also shown that the heat transfer performance ratio is significantly improved for high Prandtl number fluids.

Key Words: Fluid flow, heat transfer, porous baffle, local thermal equilibrium, Nusselt number.