

مطالعه‌ی تجربی انتقال حرارت تحریک‌شده در لوله با موانع مختلف در جریان‌های مغشوش

سعید وحیدی فر* (دانشجوی دکتری)

محسن کهرم (استاد)

مجتبی مأموریان (استادیار)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد

مهندسی مکانیک شریف، (پهار ۱۳۹۴)
دربی ۳ - ۳۱، شماره ۱، ص. ۶۵-۷۱

این پژوهش به مطالعه‌ی تجربی تغییرات ضریب انتقال حرارت و اصطکاک در جریان‌های مغشوش داخل لوله با موانع مختلف اختصاص یافته است. برای بررسی تأثیر موانع، سیال عامل هوا در محدوده‌ی عدد رینولدز ۱۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ به کار گرفته شده است. اعتبارسازی نتایج حاصل از بستر اصلی آزمون با استفاده از معادلات موجود در مراجع معتبر، برای لوله‌ی صاف صورت پذیرفته است. تحریک جریان اصلی با چهار مانع مخروطی، دیسک، طوقه و حلقه با نسبت سطح مقطع مانع به لوله‌ی یکسان (۴۰ درصد) برای گام‌های مختلف موانع انجام شده است. نتایج حاصله نشان می‌دهد که مانع با شکل حلقه و $P/D = 2$ (نسبت گام به قطر) بیشترین تأثیر را در تحریک جریان اصلی و افزایش میزان انتقال حرارت دارد. همچنین مطالعات نشان می‌دهد که برای مانع حلقه با $P/D = 2$ نسبت عدد ناسلمت با تحریک به بدون تحریک (بسته به عدد رینولدز) $2/6$ الی $3/2$ برابر بوده است. نتایج این تحقیق نشان‌گر افزایش حدوداً ۱۶ درصدی کارایی کلی ناشی از تحریک جریان اصلی برای مانع حلقه، در رینولدزهای بالاتر از ۱۲۰۰۰ است.

واژگان کلیدی: انتقال حرارت تحریک‌شده، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، افت فشار، جریان مغشوش.

s_vahidifar@yahoo.com
mohsen.kahrom@yahoo.co.uk
mamourian@um.ac.ir

۱. مقدمه

طی چند دهه‌ی گذشته روش‌های تحریک لایه‌ی مرزی با هدف افزایش راندمان انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی پیشرفت بسیاری کرده است. اصولاً روش‌های تحریک جریان به دو زیرشاخه‌ی بزرگ تقسیم می‌شود: ۱. فعال، ۲. غیرفعال. در روش‌های غیرفعال برای تحریک جریان از نیروی خارجی استفاده نمی‌شود و اصولاً بر تغییر و تبدیل سطح و هندسه متمرکزند. در بسیاری از موارد با قرارگرفتن یک قطعه‌ی اضافی روی مبدل به این هدف نائل می‌شویم (این موضوع با سطوح گسترش یافته که میزان سطح انتقال حرارت را افزایش می‌دهند متفاوت است). ولی در روش فعال برای انجام تحریک جریان، حضور یک منبع خارجی مانند انرژی الکتریکی، آکوستیک، ارتعاشی یا... ضروری است. برخی مزایای روش غیرفعال عبارت است از:

الف) هزینه‌ی کم؛

ب) نصب و برداشت آسان؛

ج) حفظ مقاومت اولیه‌ی مبدل؛

* نویسنده مسئول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۶/۲۵، اصلاحیه ۱/۴/۱۳۹۲، پذیرش ۱۳۹۲/۱۱/۲.

د) امکان نصب در یک مبدل با لوله‌ی صاف.

افزودن موانع در جریان‌های داخلی مغشوش سبب تحریک جریان و تغییر ساختار آن می‌شود، و لذا ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک تحت تأثیر قرار خواهند گرفت. تحلیل عددی داخل کانال در رژیم جریانی مغشوش، با استفاده از موانع تکراری V شکل، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت کلی تا ۱۸۰ درصد شد.^[۱] در یک پژوهش تجربی در جریان‌های مغشوش، با تلفیق موانع شیاردار و مارپیچ در داخل یک کانال مستطیلی، تبادل گرما به میزان ۳۵ درصد افزایش یافت.^[۲] محققین این میزان افزایش انتقال حرارت را ناشی از پدیده‌های جدایش جریان، جریان برگشتی و جریان دنباله‌ی ایجادشده توسط موانع دانسته‌اند. در یک تحلیل تجربی و عددی دیگر نشان داده شد^[۳] که موانع با زوایای ۴۵، ۶۰، ۷۵ و ۹۰ سبب تشکیل جریان ثانویه و جریان دنباله‌ی می‌شوند و این پارامترها بر ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک تأثیر دارند. در آن بررسی، زاویه‌ی بهینه‌ی مانع با دیواره ۶۰ درجه معرفی شد.

محققین با هدف افزایش کارایی کلی انتقال حرارت، گام و ارتفاع بهینه‌ی موانع را در جریان‌های مغشوش داخلی معرفی کردند.^[۴] بررسی تجربی و عددی استفاده از موانع V شکل روی سطح داخلی لوله^[۵] نشان داد که ضریب انتقال حرارت

به میزان ۱۰۰ تا ۱۲۰ درصد و ضریب اصطکاک بین ۱۷۰ تا ۲۵۰ درصد در مقایسه با لوله‌ی صاف افزایش می‌یابد. در یک پژوهش تجربی دیگر، [۶] ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک در حضور موانع (یک ردیفه و دوردیفه) با گام‌های متفاوت در زوایای ۴۵ درجه بررسی شد و طی آن، بهترین گام را برای بیشترین میزان کارایی تحریک معرفی کردند.

محققین با تمرکز بر تحریک جریان‌های داخلی در حضور موانع، [۷] به این نتیجه رسیدند که به دلیل وجود موانع در داخل جریان، گذار در عدد رینولدز کم‌تر اتفاق می‌افتد و با افزایش عدد رینولدز تأثیر تحریک جریان کاهش می‌یابد. آن‌ها همچنین با دو روش متفاوت، تغییر آنتالپی و انرژی داخلی جریان اصلی را محاسبه کردند.

در تحقیق پیرامون تحریک جریان داخلی در حضور یک مانع و پله، [۸] تأثیر نسبت ابعاد مانع و پله بر ضریب انتقال حرارت، با روش عددی و با مدل توربولانس $k-\epsilon$ بررسی شد. همچنین نشان داده شد که با افزایش نسبت ابعاد مانع ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد ولی این مقدار توسط ارتفاع و طول پله کنترل می‌شود. در یک پژوهش عددی با روش سیمپل در جریان مغشوش و قراردادن یک مخروط در داخل یک کانال مستطیلی، [۹] میزان افزایش انتقال حرارت بررسی شد. نتایج حاصله نشان داد که میزان افزایش انتقال حرارت، به علت شکل‌گیری گردابه‌های بعد از موانع، ۱۵ درصد است. همچنین میزان افزایش ضریب اصطکاک حدود ۲۵ درصد گزارش شد.

محققین سه مانع مختلف در داخل لوله‌هایی هم‌مرکز (به عنوان بستر آزمایش)، و در شرایط مختلف قرار دادند. [۱۰] آن‌ها در پایان روابطی برحسب اعداد بی‌بعد، برای تعیین ضریب انتقال حرارت و اصطکاک معرفی کردند.

در یک پژوهش عددی اثر ضخامت و فاصله‌ی موانع در افزایش انتقال حرارت بررسی شد. [۱۱] یافته‌های این بررسی نشان داد که موانع با ضخامت کم و دارای لبه‌های تیز به دلیل تولید گردابه‌های طولی بیشترین تأثیر را بر انتقال حرارت خواهند داشت. همچنین در یک تحقیق تجربی، با بررسی وجود موانع دیسک‌شکل در داخل لوله، اثر موانع بر کارایی حرارتی بررسی شد. [۱۲] طی این تحقیق تأثیر تعداد موانع و زوایای متفاوت آن‌ها بر کارایی کلی بررسی، و زوایای ۴۵ تا ۷۵ درجه را (بسته به عدد رینولدز) زوایای بهینه برای موانع، و تعداد بهینه‌ی موانع ۴ عدد پیشنهاد شد. امروزه با توجه به محدودیت منابع انرژی و لزوم صرفه‌جویی در مصرف آن، بهینه‌سازی مصرف انرژی در طراحی و ساخت میبدل‌های حرارتی اهمیت ویژه دارد. این مسئله به معنی افزایش انتقال حرارت همراه با کم‌ترین میزان افزایش افت فشار است. تحقیق تجربی حاضر به بررسی تحریک جریان‌های داخلی در رژیم مغشوش اختصاص دارد. چهار مانع مخروط، دیسک، طوقه و حلقه با نسبت سطح مقطع مانع به لوله‌ی یکسان (حدود ۴۰ درصد)، در گام‌های مختلف موانع بررسی و نتایج گزارش شده‌اند.

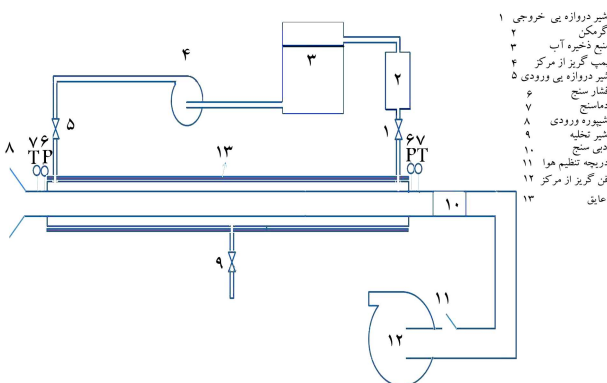
بستر آزمایش شامل دو مدار مجزا است: مدار اصلی، مدار ثانویه. مدار اصلی شامل لوله‌ی داخلی میبدل، فن مکشی، شیپوره، دمپر و وسایل اندازه‌گیری است. سیال عامل هوا توسط یک فن با قدرت ۰/۴ kW از یک جهت به داخل لوله‌ی داخلی میبدل -- به عنوان بستر اصلی آزمایش -- و به طول ۱۶۰ cm مکیده می‌شود. برای جلوگیری از افت فشار و یکنواخت کردن جریان در ورودی لوله‌ی داخلی یک عدد شیپوره نصب شده است.

دمای هوا در ورود و خروج از میبدل توسط سنسور دمای Difference Resistance Temperature ساخت شرکت ATC Simetic و به حساسیت 0.1°C اندازه‌گیری شده است. گفتنی است میزان افت فشار سمت هوا به وسیله‌ی یک سنسور اختلاف فشار، ساخت شرکت HK Instruments، مدل DPT-R8 و با حساسیت $\pm 1\text{ Pa}$ ایجاد شده است.

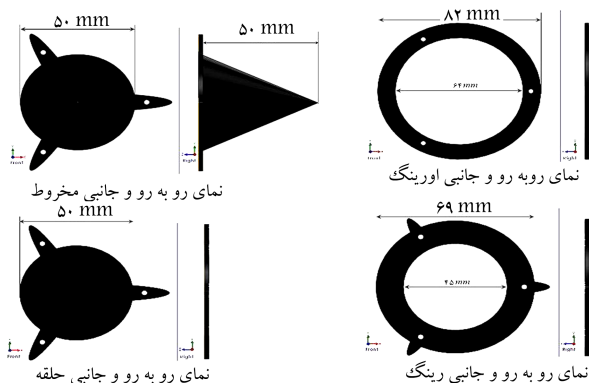
از یک سرعت‌سنج توربینی ساخت شرکت Lutron Electronics و مدل AM۴۲۰۰ با دقت ۰/۱ m/s برای اندازه‌گیری دبی هوا استفاده شد. تغییر دبی جریان هوا برای رسیدن به عددهای رینولدز متفاوت در لوله، توسط یک دمپر انجام شده است.

برای جلوگیری از تلفات حرارتی از مدار ثانویه میبدل، این قسمت با استفاده از پشم شیشه به ضریب هدایت 0.034 W/m.k و ضخامت ۲/۵ سانتی‌متر عایق شده است. موانع با اشکال مخروط، دیسک، طوقه و حلقه مورد بررسی قرار گرفت. شکل و اندازه‌ی انواع موانع مورد استفاده در لوله، از نمای روبه‌رو و بغل، در شکل ۲ نشان داده شده است.

برای اتصال موانع از سیم فولادی با قطر ۶ mm به دلیل قوام خوب استفاده شده است. برای این که اشکال کاملاً یک‌شکل باشند و بر یکدیگر منطبق شوند و نیز



شکل ۱. شماتیک نمودار بستر آزمایش و تجهیزات مورد استفاده.



شکل ۲. نمای جانبی و روبه‌روی موانع مورد استفاده در تحریک لایه‌ی مرزی.

۲. بستر آزمایش

برای بررسی تأثیر موانع بر ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک، از یک میبدل حرارتی با دو لوله‌ی هم‌مرکز استفاده شد. قطر متوسط لوله‌ی داخلی میبدل ۷/۶ Cm و ضخامت آن ۳ mm است. همچنین قطر متوسط لوله‌ی خارجی ۱۲/۷ Cm و جنس لوله‌ها از فولاد است. در این میبدل هوا به عنوان سیال مورد آزمون در لوله‌ی داخلی، و آب به عنوان سیال گرم‌کن توسط یک پمپ خطی سانتریفیوژ به قدرت ۱ kW در لوله‌ی خارجی در جریان است. شکل ۱ بستر آزمایش را نشان می‌دهد.

جدول ۱. خواص فیزیکی هوا.

| دما | فشار | ویسکوزیته دینامیکی |
|------|-----------|---|
| ۲۷°C | ۶۶۹ mm Hg | $1.758 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ |

۴. شرایط آزمایش

مشخصات محل آزمایش و لزجت هوا^[۱۶] در جدول ۱ آورده شده است. برای تعیین چگالی هوا از رابطه‌ی گاز کامل استفاده شده است.

۵. روابط انتقال حرارت و اصطکاک جریان تحریک شده

برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت سمت هوا از روابط انتقال حرارت استفاده شده است. گفتنی است که از میزان تلفات حرارتی در مبدل صرف نظر شده است. برای سمت هوا داریم:

$$Q_1 = \dot{m}c_{pa}\Delta T \quad (1)$$

همچنین برای انتقال حرارت بین هوا و آب داریم:

$$Q_2 = UA\Delta T_m \quad (2)$$

با مساوی قرار دادن دو رابطه‌ی ۱ و ۲ خواهیم داشت:

$$U = \frac{1}{R_t} \quad (3)$$

که در آن مقاومت حرارتی به ازای واحد سطح (داخلی) لوله‌ی داخلی محاسبه شده است:

$$R_t = \frac{A_i}{h_o A_o} + \frac{A_i \ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi LK} + \frac{1}{h_i} \quad (4)$$

برای محاسبه‌ی مقدار ضریب انتقال حرارت سمت آب از روابط اصلاح شده‌ی گنیلینسکی برمی‌نای قطر هیدرولیکی $D_h = D_o - D_i$ استفاده شده و در کل محاسبات، مقدار آن عددی ثابت فرض شده است. ثابت C نیز چنین معرفی شده است:

$$C = \frac{A_i}{h_o A_o} + \frac{A_i \ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi Lk} \quad (5)$$

بنابراین با تلفیق معادلات ۱ تا ۵ مقدار ضریب انتقال حرارت در سمت لوله محاسبه شده است:

$$h_i = \frac{\dot{m}c_{pa}\Delta T}{(A_i\Delta T_m - C\dot{m}c_{pa}\Delta T)} \quad (6)$$

با تعریف اعداد بی بعد:

$$Nu = \frac{hD}{k_f} \quad (7)$$

و نیز با توجه به روابط ۸ و ۹:

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (8)$$

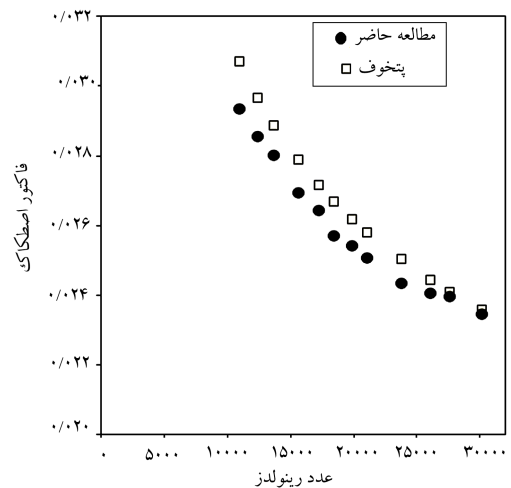
$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (9)$$

برای آن که بتوان اثرات لایه‌ی موانع را حذف کرد، از دستگاه CNC برای برش موانع استفاده شده است.

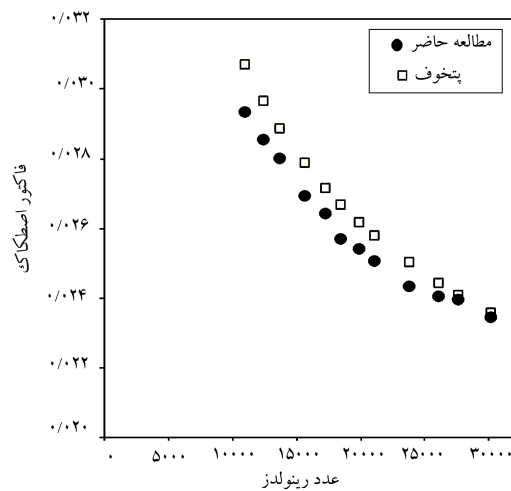
۳. اعتبارسنجی نتایج

برای اطمینان از صحت نتایج، تمامی وسایل اندازه‌گیری قبل از ثبت نتایج آزمایش کالیبره شده است. برای اطمینان از صحت نتایج آزمون با استفاده از روابط موجود^[۱۳،۱۴] برای لوله‌ی صاف، به ترتیب تغییرات ضریب اصطکاک و انتقال حرارت در طول لوله‌ی داخلی در اشکال ۳ و ۴ ترسیم شده است.

چنان که مشاهده می‌شود نتایج حاصل تطابق خوبی با نتایج مطالعات پیشین^[۱۳،۱۴] دارد و این، نشان‌گر دقت و اعتبار جواب‌های حاصل از بستر آزمایش است. همچنین برای اطلاع از میزان خطای حاصل از نتایج تجربی، از شرط عدم قطعیت برمی‌نای روش دقیق کلین و مک‌کلین^[۱۵] استفاده شده است که بیشترین مقدار آن برای ضریب اصطکاک برابر $8.8 \pm \%$ ، برای انتقال حرارت برابر $7.6 \pm \%$ ، و برای عدد رینولدز برابر $5.3 \pm \%$ است.



شکل ۳. مقایسه‌ی نتایج گنیلینسکی و بستر آزمایش در مطالعه‌ی حاضر.



شکل ۴. مقایسه‌ی نتایج پتخوف و بستر آزمون مطالعه‌ی حاضر.

و ثابت بودن قدرت فن داریم:

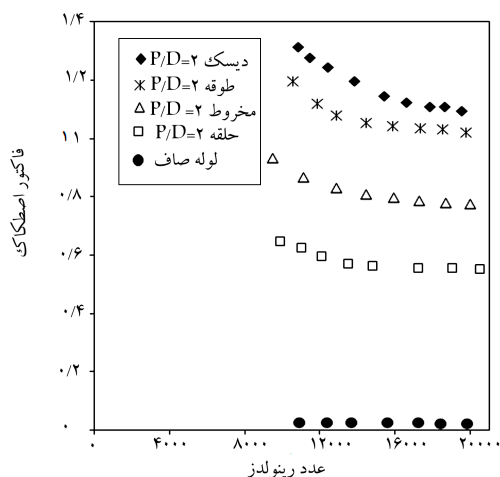
$$(\dot{V}\Delta P)_s = (\dot{V}\Delta P)_{ob} \quad (10)$$

همچنین از رابطه‌ی ۷ و ۱۰ می‌توان نتیجه گرفت:

$$(fRe)_s = (fRe)_{ob} \quad (11)$$

و در نهایت، طبق تعریف رابطه‌ی راندمان کلی تحریک^[۱۷] داریم:

$$\eta = \left(\frac{Nu_{ob}}{Nu_s} \right) \left(\frac{f_s}{f_{ob}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

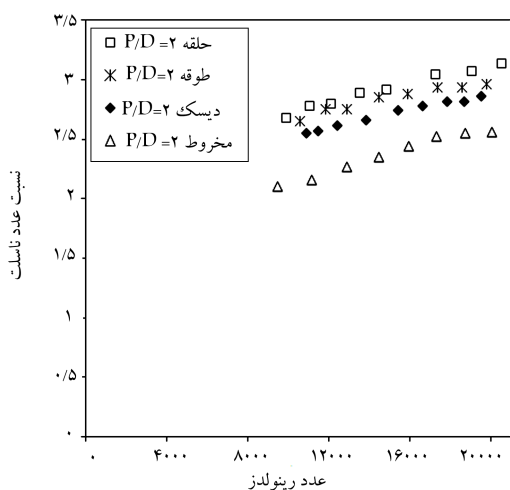


شکل ۶. تغییرات ضریب اصطکاک برحسب عدد رینولدز در گام ثابت برای موانع متفاوت.

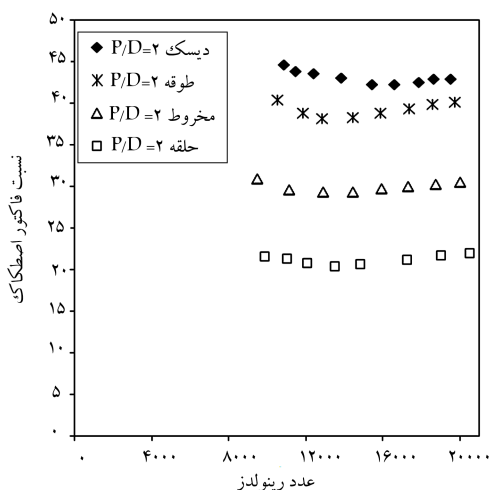
۶. نتایج و بحث

نتایج حاصل از بستر آزمایش در گام ثابت ۲ برای موانع مختلف در شکل‌های ۵ تا ۸ آورده شده است. بررسی شکل ۵ نشان می‌دهد که مانع حلقه بیشترین تأثیر را در افزایش عدد ناسلت داشته است. با افزایش عدد رینولدز مقدار عدد ناسلت نیز افزایش می‌یابد. علت آن است که با افزایش عدد رینولدز شدت توربولانس افزایش می‌یابد. عامل این موضوع را می‌توان در شکل مانع حلقه نیز جست‌وجو کرد؛ زیرا مانع حلقه بخشی از سیال را از کناره‌ی دیواره عبور می‌دهد، و باعث اختلاط بهتر سیال می‌شود. همچنین به دلیل وجود گردابه‌های رها شده از مانع، ضریب انتقال حرارت افزایش خواهد یافت.

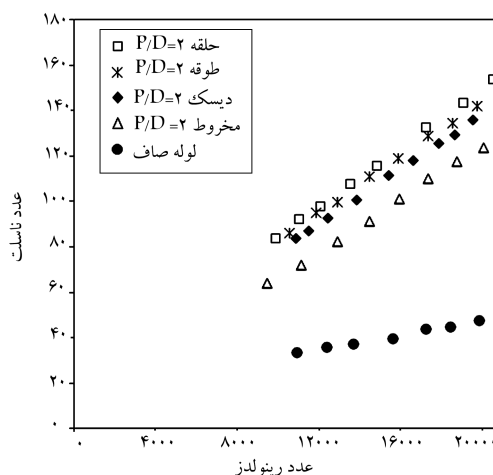
با مطالعه‌ی شکل ۶ درمی‌یابیم که حلقه، به دلیل هندسه‌ی خاص، افت فشار کم‌تری نسبت به مانع مخروط خواهد داشت. زیرا سطح تماس آن نسبت به مانع مخروط کم‌تر بوده و لذا ضریب اصطکاک کم‌تری نسبت به مخروط خواهد داشت. از سوی دیگر، چون در مانع دیسک گردابه‌های بزرگی در پشت مانع و نیز گردابه‌های طولی از کناره‌های جسم به وجود می‌آید بنا بر این اضمحلال انرژی در این مانع بالا بوده و افت فشار بالاتری دارد. برای طوقه، چون مانع به دیوار چسبیده است گردابه‌هایی در پشت مانع به دام می‌افتند و لذا مقدار اتلاف انرژی هیدرولیکی افزایش می‌یابد، و ضریب اصطکاک بیشتر از مانع حلقه خواهد شد. واضح است که عدد رینولدز اگر بیشتر از ۱۵۰۰۰ شود، تغییرات ضریب اصطکاک تقریباً ثابت می‌ماند. ضریب



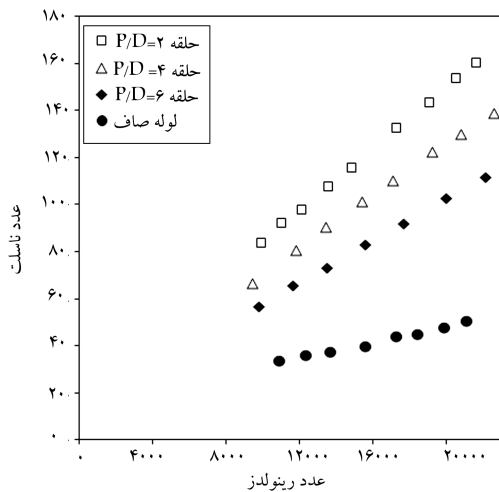
شکل ۷. تغییرات نسبت عدد ناسلت برحسب عدد رینولدز در گام ثابت برای موانع متفاوت.



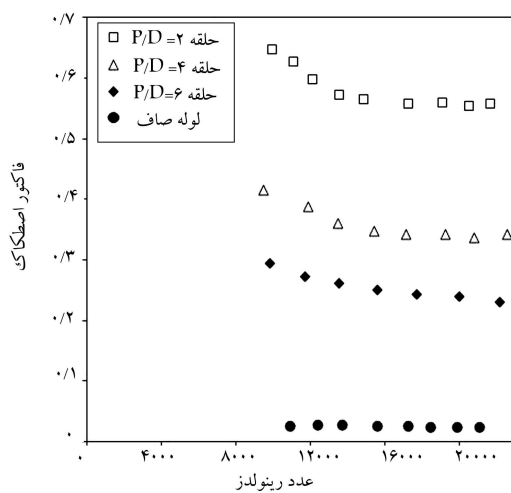
شکل ۸. تغییرات نسبت ضریب اصطکاک برحسب عدد رینولدز در گام ثابت برای موانع متفاوت.



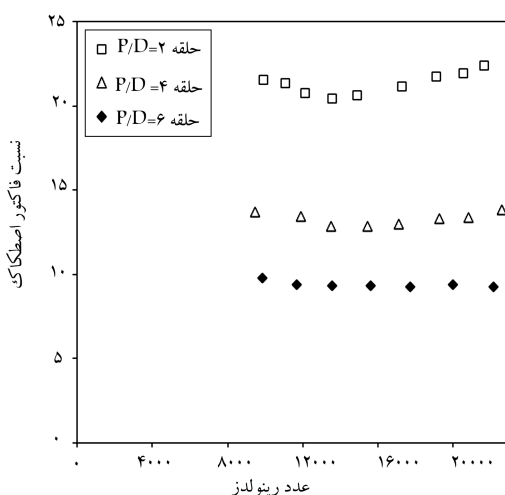
شکل ۹. تغییرات عدد ناسلت برحسب عدد رینولدز در گام ثابت برای موانع متفاوت.



شکل ۹. تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در گام‌های مختلف برای مانع حلقه.



شکل ۱۰. تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در گام‌های مختلف برای مانع حلقه.



شکل ۱۱. تغییرات نسبت عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در گام‌های مختلف برای مانع حلقه.

اصطکاک در اعداد رینولدز کم‌تر از ۱۵۰۰۰ وابسته به عدد رینولدز است. با وجود موانع به دلیل افزایش جریان چرخشی و جریان برگشتی نسبت به لوله‌ی صاف، ضریب اصطکاک افزایش خواهد یافت. همچنین به دلیل وجود موانع، انسداد مسیر، اضمحلال فشار دینامیکی و افزایش سطح تماس سیال (به دلیل وجود موانع) در مقایسه با لوله‌ی صاف، میزان افزایش ضریب اصطکاک تشدید خواهد شد.

نسبت عدد ناسلت و ضریب اصطکاک حالت با تحریک، به حالت بدون تحریک در نمودارهای ۷ و ۸ آمده است. بدیهی است که بیشترین مقدار افزایش ضریب جابه‌جایی و کم‌ترین مقدار ضریب اصطکاک مربوط به مانع حلقه است. میزان افزایش عدد ناسلت بین ۲/۶ تا ۳/۲ برابر بوده و ضریب اصطکاک ۲۰ تا ۲۲ برابر برای حلقه افزایش می‌یابد.

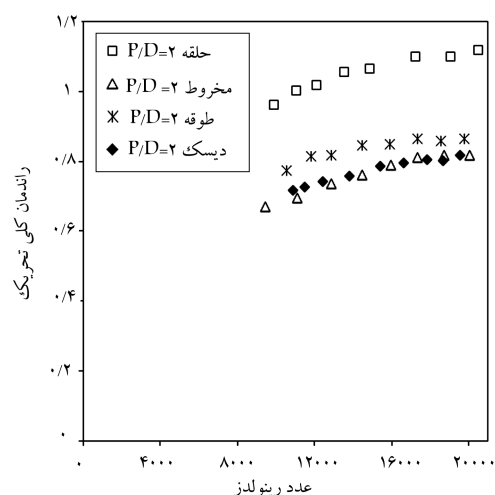
در شکل ۹ راندمان تحریک بر حسب عدد رینولدز ترسیم شده است. با توجه به معادله‌ی ۱۲ واضح است که مانع حلقه بیشترین راندمان، یعنی بیشترین انتقال حرارت در ازای کم‌ترین اصطکاک، را خواهد داشت که فقط در اعداد رینولدز بیشتر از ۱۰۰۰۰ برای مانع حلقه (راندمان کلی بیشتر از ۱) قابل مشاهده است.

برای سایر موانع در تمامی محدوده‌های عدد رینولدز راندمان تحریک زیر واحد است و مفهوم آن این است که برای تحریک جریان توجیهی وجود ندارد.

در شکل ۱۰ تغییرات عدد ناسلت برای حلقه در گام‌های متفاوت آمده است. نسبت گام به قطر ۲ بیشترین تأثیر را بر انتقال حرارت دارد؛ چون با کاهش نسبت گام به قطر سیال تأثیر بیشتری از ناحیه‌ی تحریک پذیرفته و لذا میزان افزایش در ضریب جابه‌جایی ملموس‌تر خواهد بود، به طوری که هر زمان عدد رینولدز جریان افزایش می‌یابد مقدار عدد ناسلت هم افزایش خواهد یافت.

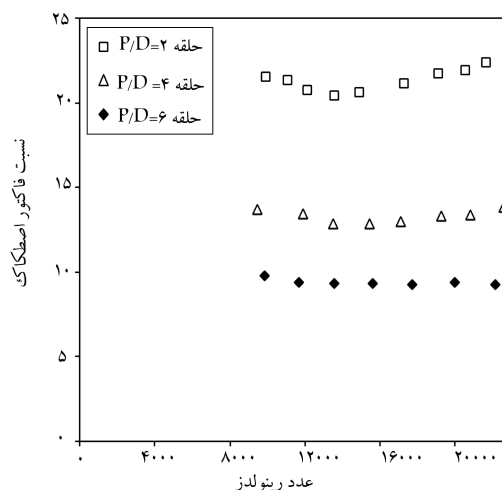
در شکل ۱۱ تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز نشان داده شده است. با کاهش نسبت گام به قطر، ناحیه‌ی بی‌که تحت تأثیر جریان اصلی قرار می‌گیرد افزایش می‌یابد و در نتیجه، میزان این ضریب افزایش خواهد یافت. ضریب اصطکاک برای مانع حلقه بعد از عدد رینولدز ۱۲۰۰۰ تقریباً ثابت است، زیرا با افزایش عدد رینولدز اغتشاش جریان افزایش می‌یابد، و اثر تحریک بر ضریب اصطکاک کاهش خواهد یافت. در اشکال ۱۲ و ۱۳ نیز نسبت عدد ناسلت و ضریب اصطکاک نشان داده شده است.

مطابق شکل ۱۲ نسبت گام به قطر ۲ بیشترین تأثیر را بر عدد ناسلت دارد، زیرا



شکل ۱۲. تغییرات راندمان تحریک بر حسب تغییرات عدد رینولدز در گام ثابت برای موانع متفاوت.

- لوله‌ی هوا و آب، و با هدف تحریک جریان و افزایش انتقال حرارت بررسی شد.
- از میان موانع بررسی شده، حلقه به دلیل هندسه‌ی خاص خود در نسبت گام به قطر ۲، و با در نظر گرفتن میزان تبادل حرارت و افت اصطکاک، بیشترین کارایی را دارد.
 - نسبت عدد ناسلت با تحریک به عدد ناسلت بدون تحریک، در بهترین شرایط بین ۲/۶ الی ۳/۲ (وابسته به عدد رینولدز) اندازه‌گیری و محاسبه شد. همچنین نسبت ضریب اصطکاک با تحریک به بدون تحریک، در این حالت بین ۲۰ تا ۲۲ (وابسته به عدد رینولدز) گزارش شد.
 - بیشترین میزان افزایش کارایی کلی تحریک، حدود ۱۶ درصد ثبت شد.
 - برای مانع حلقه در نسبت گام به قطر ۲، در اعداد رینولدز بالاتر از حدود ۱۶۰۰۰، راندمان تحریک تقریباً ثابت خواهد ماند.



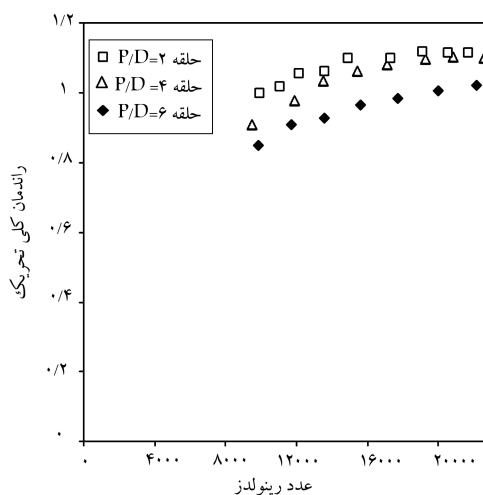
شکل ۱۳. تغییرات نسبت ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در گام‌های مختلف برای مانع حلقه.

فهرست علائم

- V : سرعت سیال (m/s)
 D : قطر لوله (m)
 ρ : چگالی (kg/m^3)
 μ : لزجت سینماتیکی (Pa.s)
 h : ضریب انتقال حرارت ($\text{W/m}^2\text{K}$)
 U : ضریب انتقال حرارت کلی ($\text{W/m}^2\text{K}$)
 r : شعاع میدل (m)
 ΔP : اختلاف فشار سمت هوا (Pa)
 c_{pa} : ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (kJ/kgK)
 C : ثابت مقاومت ($\text{m}^2\text{K/w}$)
 Q : انتقال حرارت مبادله شده (W)
 η : راندمان کلی انتقال حرارت تحریک شده
 L : طول میدل (m)
 ΔT : اختلاف دمای سمت هوا
 ΔT_m : اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (K)
 K : ضریب انتقال حرارت (w/m.K)
 A : سطح حرارتی میدل (m^2)
 R_t : مقاومت کلی حرارتی ($\text{m}^2\text{K/w}$)
 \dot{V} : دبی حجمی هوا (m^3/s)
 \dot{m} : دبی جرمی هوا (kg/s)
 T : درجه حرارت (K)
 f : ضریب اصطکاک
 Re : عدد رینولدز
 Nu : عدد ناسلت

زیرنمادها

- تغییر انتقال حرارت هوا
- تبادل حرارت بین هوا و آب
- داخلی
- خارجی



شکل ۱۴. تغییرات راندمان تحریک بر حسب عدد رینولدز در گام‌های مختلف برای مانع حلقه.

در این نسبت، هم‌زنی بیشتری توسط موانع به وجود می‌آید و لذا ضریب جابه‌جایی افزایش خواهد یافت. با دقت در شکل ۱۳ واضح است که در نسبت گام به قطر ۲، ضریب اصطکاک بیشترین مقدار خود را دارد. چون تعداد موانع به‌ازای واحد طول افزایش یافته، میزان این ضریب نیز افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت گام به قطر برای مانع حلقه مقدار ضریب اصطکاک کاهش خواهد یافت، ولی اصطکاک به تغییرات عدد رینولدز خیلی حساس نیست و مقدار آن تقریباً ثابت است. در شکل ۱۴ تغییرات عدد رینولدز در برابر راندمان نشان داده شده است. مطابق تعریف راندمان تحریک نسبت گام به قطر ۶ برای مانع حلقه به‌منظور تحریک توصیه نمی‌شود اما نسبت گام به قطر ۲ و ۴ برای اعداد رینولدز بالای ۱۲۰۰۰ توصیه می‌شود. با مقایسه‌ی این دو نسبت گام، نسبت گام به قطر ۲ بالاترین راندمان تحریک را دارد.

۷. نتیجه‌گیری

موانع متفاوت (با نسبت انسداد مسیر یکسان ۴۰ درصد) در داخل میدلی با دو

m : متوسط
 p : فشار ثابت
 t : حرارتی
 h : قطر هیدرولیکی

a : هوا
 ob : مانع
 s : صاف
 f : سیال

پانوشت

1. pressure transmitter

منابع (References)

1. Promvonge, P. "Thermal enhancement in a round tube with snail entry and coiled-wire inserts", *Int. J. Com. in Heat and Mass Trans.*, **35**, pp. 623-629 (2008).
2. Saha, K.S. "Thermal and friction characteristics of turbulent flow through rectangular and square ducts with transverse ribs and wire-coil inserts", *Int. J. Exp. The and Flu. Sci.*, **34**, pp. 575-589 (2010).
3. Kiml, R., Magda, A., Mochizuki, S. and Murata, A. "Rib-induced secondary flow effects on local circumferential heat transfer distribution inside a circular rib-roughened tube", *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, **47**, pp. 1403-1412 (2004).
4. San, J.Y. and Huang, W.H. "Heat transfer enhancement of transverse ribs in circular tubes with consideration of entrance effect", *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, **49**, pp. 2965-2971 (2006).
5. Li, X.W., Meng, J.N. and Guo, Z.Y. "Turbulent flow and heat transfer in discrete double inclined ribs tube", *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, **52**, pp. 962-970 (2009).
6. Tanda, G. "Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45 angled rib turbulators on one/two walls", *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, **52**, pp. 962-970 (2011).
7. Tan, C.X., Mah, W.L., Hung, Y.W. and Tan, B.T. "On the role of inserts in forced convection heat transfer augmentation", *Int. Com. in Heat and Mass Trans.*, **39**, pp. 1138-1145 (2012).
8. Oztop, H.F., Mushatet, Kh.S. and Yilmaz, I. "Analysis of turbulent flow and heat transfer over a double forward facing step with obstacles", *Int. Com. in Heat and Mass Trans.*, **39**, pp. 1395-1403 (2012).
9. Chattopadhyay, H. "Augmentation of heat transfer in a channel using a triangular prism", *Int. J. of The Sci.*, **46**, pp. 501-505 (2007).
10. Anghel, I.G. and Anglart, H. "Post-dryout heat transfer to high-pressure water flowing upward in vertical channels with various flow obstacles", *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, **55**, pp. 8020-8031 (2012).
11. Nazari, M.R. and Alemrajabi, A.A. "Investigation of inserts effect on heat transfer and pressure drop in a tube", *Aerospace Mechanics J.*, **4**(2), pp. 1-14 (2008).
12. Alemrajabi, A.A. and Moradi, G.R. "Effect of inclined disks on heat transfer in a tube of constant wall temperature", *Int. J. of Heat Transfer Engineering*, **28**(12), pp. 1023-1031 (2007).
13. Petukhov, B.S. "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties", *J.P. Harnett (Ed.), Advances in Heat Transfer*, **6**, pp. 504-564 (1970).
14. Gnielinski, V. "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flow and channel flow", *Int. Chem. Eng.*, **16**, pp. 359-368 (1976).
15. Kline, S.J. and Mc Clintock, F.A. "Describing uncertainties in single sample experimental", *Mech. Eng.*, **75**, pp. 385-387 (1953).
16. Incropera, F.P. and Dewitt, D.P., *Introduction to heat transfer*, Ed., 3th Edn., pp. 16, appendix A-4, Wiley Press, New York, USA (1996).
17. Webb, R.L. "Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **24**, pp. 715-726 (1981).