



بررسی تجربی انتقال حرارت جابجایی اجباری در کانال متخلخل با تولید حرارت داخلی

میثم نظری¹، داود جلالی وحید^{2*}، سمیرا خانجانی³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز

3- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز

* صندوق پستی 513351996، davoodjalali@sut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 26 مهر 1393

پذیرش: 07 آبان 1393

ارائه در سایت: 09 آذر 1393

کلید واژگان:

انتقال حرارت جابجایی اجباری

بررسی تجربی

محیط متخلخل

کانال استوانه‌ای

تولید حرارت داخلی

چکیده

در مطالعه حاضر انتقال حرارت جابجایی اجباری در کانال استوانه‌ای بستر دانه‌ای با تولید حرارت داخلی مورد بررسی تجربی قرار گرفته است. هوای خشک به عنوان سیال عامل در فرایند خنک کاری دانه‌های کروی گرم شده، مورد استفاده قرار گرفته است. حرارت داخلی با روش گرمایش القایی الکترومغناطیس در دانه‌های کروی فلزی استفاده شده در قسمت آزمایش به صورت یکنواخت تولید شده است. قطر دانه‌های کروی در محدوده 5/5 تا 7/5 میلی‌متر است و جنس آنها فولاد ضد زنگ انتخاب شده است. مطالعه حاضر در حالت جریان پایا و در رژیم جریان مغشوش در محدوده عدد رینولدز 4500 تا 9500 انجام گرفته است. پارامترهای مختلف ناشی از تغییرات قطر دانه‌ها، سرعت سیال و مقدار حرارت تولیدی بر روی انتقال حرارت جابجایی اجباری در کانال متخلخل مطالعه شده است. با توجه به مطالعات هیدرودینامیکی و حرارتی می‌توان دریافت که با افزایش عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش می‌یابد. همچنین ضریب انتقال حرارت جابجایی با افزایش قطر دانه‌ها کاهش یافته است. مقدار حرارت تولیدی تأثیر ناچیزی بر ضریب انتقال حرارت جابجایی داشته است و تأثیر فشار بر روی انتقال حرارت جابجایی اهمیت ناچیزی دارد. کانال متخلخل در مقایسه با کانال خالی ضریب اصطکاک را به شدت افزایش می‌دهد. در کانال خالی ضریب اصطکاک همواره عددی کمتر از واحد است ولی برای کانال متخلخل این پارامتر عددی در محدوده 10 تا 25 گزارش شده است.

Experimental investigation of force convection heat transfer in porous channel with internal heat generation

Meysam Nazari¹, Davood Jalali Vahid^{2*}, Samira Khanjani³

1- Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

3- Department of Chemical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

* P.O.B. 513351996 Tabriz, Iran, davoodjalali@sut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 18 October 2014
Accepted 29 October 2014
Available Online 30 November 2014

Keywords:
Forced Convection Heat Transfer
Experimental Investigation
Porous Media
Cylindrical Channel
Internal Heat Generation

ABSTRACT

In this study forced convection heat transfer in a pebble bed cylindrical channel with internal heat generation was investigated experimentally. Dry air has been used as working fluid in heated spheres cooling process. Internal heating was generated uniformly by electromagnetic induction heating method in metallic spheres which were used in the test section. Spheres are made of stainless steel and their diameter is in the range of 5.5-7.5 mm. The present study was performed at steady state and turbulence flow regime, with Re number in the range of 4500-9500. Different parameters resulted from variation of spheres diameter, flow velocity and generated heat on forced convection heat transfer were studied. According to thermal and hydrodynamics studies, it can be said as Re number increases, heat transfer coefficient will also increase. Moreover, heat transfer coefficient has been increased by the decrement in the spheres' diameter. The generated heat has little influence on heat transfer coefficient. The effect of pressure variations on forced convection heat transfer can be neglected. Porous channel has greater friction factor in comparison with an empty channel. The friction factor in empty channel is always less than 1 but for porous channel this parameter is in the range of 10-25.

1- مقدمه

کاهش مصرف انرژی و افزایش بهره‌وری گردد ارزشمند است. بهینه سازی تجهیزات انتقال حرارت جهت رسیدن به راندمان بالاتر انرژی نیازمند تمرکز بر کوچک سازی تجهیزات از یک سو و افزایش انتقال حرارت به ازای واحد سطح از سوی دیگر است. محیط متخلخل به خاطر ساختار خود سطح انتقال

علم انتقال حرارت یکی از مهم‌ترین و پر کاربردترین علوم مهندسی است که با توجه به لزوم مدیریت انرژی و صرفه جویی در مصرف انرژی اهمیت آن چندین برابر می‌شود. در این مسیر یافتن راهکارهای مفید که بتواند موجب

راکتورهای هسته‌ای، بررسی گرمادهی سوخت‌های هسته‌ای و بسیاری دیگر برای آن معرفی شده است [9,10].

اثر تولید حرارت داخلی در فرایند انتقال حرارت جابجایی اجباری در محیط متخلخل در چند مقاله بررسی شده است. باتیستا و مندز [11] به بررسی تولید حرارت داخلی در منابع حرارتی گسسته به روش عددی پرداختند. آنها اثر تغییرات در میزان حرارت تولیدی بر اختلاف دمای بی بعد سیال در طول صفحه و همچنین بیشترین اختلاف دما در ابتدا و انتهای صفحه را بررسی کردند و گزارش دادند که این اختلاف دما به شدت تحت تأثیر حرارت تولیدی است و دلیل آن را اینگونه توضیح دادند که این پارامتر وابسته به عدد پکلت است که با تغییر در میزان حرارت تغییر می‌کند. آخن و برتود [12] به بررسی قابلیت خنک شونده‌گی محیط متخلخل با بستر دانه‌ای و اشباع شده با سیال آب با تولید حرارت داخلی پرداختند. در گزارش آنها به شکل‌گیری مناطق مختلف گرمایی و چند فازی شدن سیال اشاره شده است. منگ و همکارانش [13] به صورت تجربی پارامترهای انتقال حرارت جابجایی اجباری تک فاز سیال آب را در کانال متخلخل بستر دانه‌ای با تولید حرارت داخلی بررسی کردند. آنها با روش القایی در محیط متخلخل با دانه‌بندی فلزی حرارت تولید کردند و همچنین از آب به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده کردند. در کار آنها نیز محیط متخلخل ابتدا از سیال آب اشباع شده و سپس حرارت در آن تولید شده است. در گزارش آنها به توزیع گرما به صورت طولی و شعاعی در محیط متخلخل اشاره شده است.

با توجه به مطالعات انجام‌شده، پارامترهای انتقال حرارت جابجایی اجباری هوا در کانال متخلخل با بستر دانه‌ای و تولید حرارت داخلی در رژیم جریان آشفته تاکنون کمتر مورد مطالعه قرار گرفته است. از اینرو در پژوهش حاضر ضریب انتقال حرارت اجباری محلی و میانگین و همچنین افت فشار و توزیع دمای سیال، در کانال متخلخل بستر دانه‌ای با تولید حرارت داخلی به صورت تجربی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

2- تنظیمات آزمایشگاهی

برای تحقق اهداف تعریف‌شده، یک دستگاه آزمایش طراحی و ساخته شده است. تصویر واقعی تنظیمات آزمایشگاهی در شکل 1-الف و تصویر واقعی قسمت آزمایش در شکل 1-ب نشان داده شده است. در شکل 2-الف تنظیمات آزمایشگاهی به صورت شماتیکی برای مشخص شدن جزئیات بیشتر نشان داده شده است، که از قسمت‌های اصلی، تأمین سیال هوا، وسایل اندازه‌گیری و قسمت آزمایش ساخته شده است. قسمت آزمایش از یک کانال از جنس تفلون¹ به طول 133 میلی‌متر، قطر 27 میلی‌متر و ضخامت 16/5 میلی‌متر ساخته شده است. نوع جنس به کار رفته و ضخامت کانال باعث شده است که تلفات حرارت از طریق هدایت از کانال به محیط بیرون ناچیز باشد.

درون کانال با دانه‌های کروی فلزی پر شده است و برای نگاه‌داشتن دانه‌ها در دو طرف کانال از دو صفحه سوراخ شده و شبکه‌بندی شده استفاده شده است. با استفاده از روش گرمایش القاء الکترومغناطیس² در دانه‌های کروی فلزی موجود در کانال گرما ایجاد شده است. در طول کانال پنج عدد حسگر دما برای اندازه‌گیری توزیع دمای سیال در طول کانال و پنج عدد حسگر دما در بین دانه‌های کروی فلزی برای اندازه‌گیری دمای دانه‌ها به کار رفته است. همچنین دو عدد حسگر دما در ورودی و خروجی کانال برای اندازه‌گیری دمای سیال ورودی و خروجی از کانال استفاده شده است. فاصله

حرارت بزرگی را در یک حجم مشخص فراهم می‌کند. از این رو بررسی انتقال حرارت در محیط متخلخل در سال‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته است. انتقال حرارت جابجایی در محیط متخلخل موضوع تحقیقات بسیاری در شاخه‌های کاربردی نظیر خنک کاری قطعات الکترونیکی، مطالعه راکتورهای بستر دانه‌ای، ذخیره‌سازی زباله مواد هسته‌ای و رادیواکتیو، کاتالیزورها، مبدل‌های حرارتی فشرده، محفظه‌های احتراق و بسیاری دیگر بوده است.

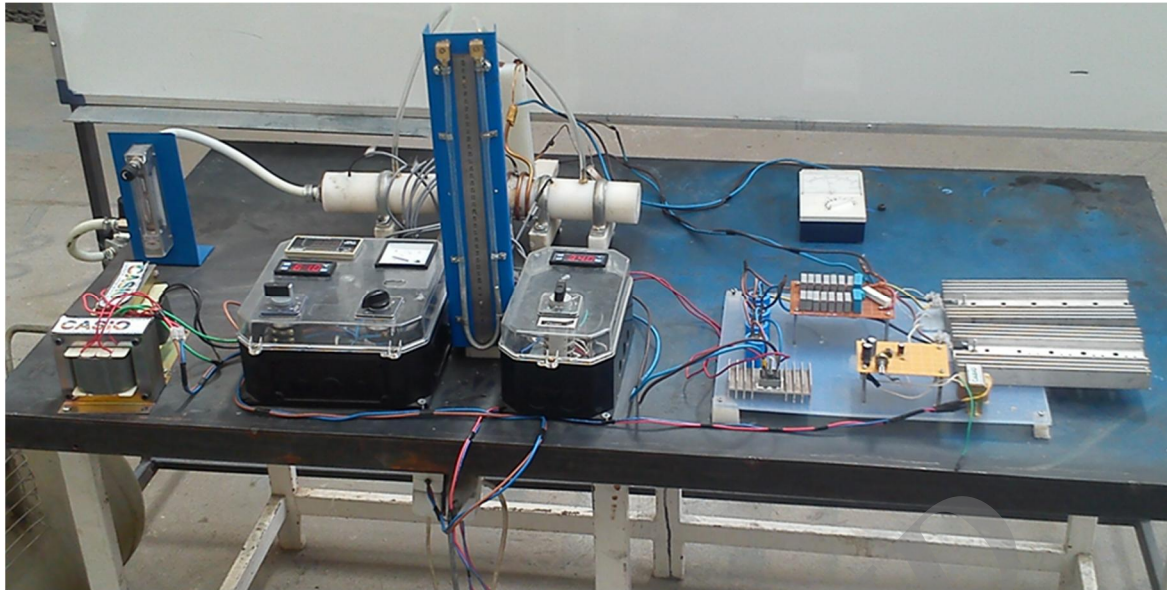
بررسی جریان سیال در محیط متخلخل توسط ارگان [1] را می‌توان جزء اولین مطالعات انجام گرفته بر روی جریان سیال در محیط متخلخل دانست. در این بررسی یک رابطه کاربردی برای محاسبه افت فشار در کانال متخلخل ارائه شده است.

می‌توان گفت نیلد و بیژن [2] و کاویانی [3] محققانی بودند که مفاهیم و قوانین اساسی انتقال حرارت در محیط متخلخل را به صورت جامع ارائه دادند. تحقیقات آنها نشان می‌دهد که محیط متخلخل یک روش مؤثر برای افزایش انتقال حرارت است زیرا جریان سیال را مخلوط می‌کند و همچنین سطح تماس انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. جیانگ و همکاران [4] انتقال حرارت جابجایی اجباری هوا را در کانال متخلخل با بستر دانه‌ای زینتر نشده به صورت تجربی و عددی تحت شار حرارتی ثابت از سطح کانال بررسی کردند. نتایج گزارش شده نشان می‌دهد که کانال متخلخل ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری را برای سیال هوا 4 تا 8 مرتبه افزایش داده است. یانگ و همکاران [5] به صورت تجربی انتقال حرارت جابجایی اجباری را در یک کانال متخلخل با ساختار متفاوت و جدید از دانه‌بندی و شار ثابت حرارت از سطح بررسی کردند. آنها به بررسی انتقال حرارت در یک محیط متخلخل با دانه‌بندی تصادفی پرداختند و افزایش انتقال حرارت و افت فشار را برای این حالت از دانه‌بندی گزارش دادند. ریزک و کلیسن‌تروور [6] به روش عددی به بررسی بلوک‌های گرم شده با آرایش خطی درون کانال پر شده با ماده متخلخل پرداختند. در این مسئله جریان اجباری هوا برای خنک کردن بلوک‌های گرم شده مورد استفاده قرار گرفت. در گزارش آنها به افزایش مقادیر انتقال حرارت نسبت به کانال خالی اشاره شده است. بیشتر کارهای انجام‌گرفته در زمینه محیط متخلخل بستر دانه‌ای، با شار حرارت ثابت از سطح کانال بوده است و تمرکز آنها بیشتر بر روی افزایش ضریب انتقال حرارت در کانال متخلخل نسبت به کانال خالی بوده است. ایزدپناه و همکارانش [7] به صورت تجربی و عددی به بررسی انتقال حرارت جابجایی در محیط متخلخل استوانه‌ای با شار حرارتی ثابت از سطح پرداختند. آنها به قابلیت افزایش انتقال حرارت در محیط متخلخل اشاره کردند. همچنین گزارش دادند که اثر انتقال حرارت جابجایی آزاد حتی در اعداد رینولدز کم، در محیط متخلخل بسیار ناچیز است. جمال‌احمدی و همکارانش [8] به بررسی تجربی انتقال حرارت و افت فشار در جریان تک فازی و دو فازی در محیط متخلخل پرداختند. مشاهدات تجربی آنها نشان داد که در حالت جریان دو فازی گاز-مایع دو رژیم متفاوت جریان در کانال شکل می‌گیرد. نتایج کار آزمایشگاهی آنها نشان داد که ماندن گاز در محیط بستگی به اندازه حباب‌ها، سرعت جریان و اندازه ذرات محیط متخلخل دارد. همچنین روابط جدیدی را برای پیش‌بینی ماندگاری گاز در محیط و انتقال حرارت محیط در شرایط کانال استوانه‌ای با شار حرارت از سطح ارائه دادند.

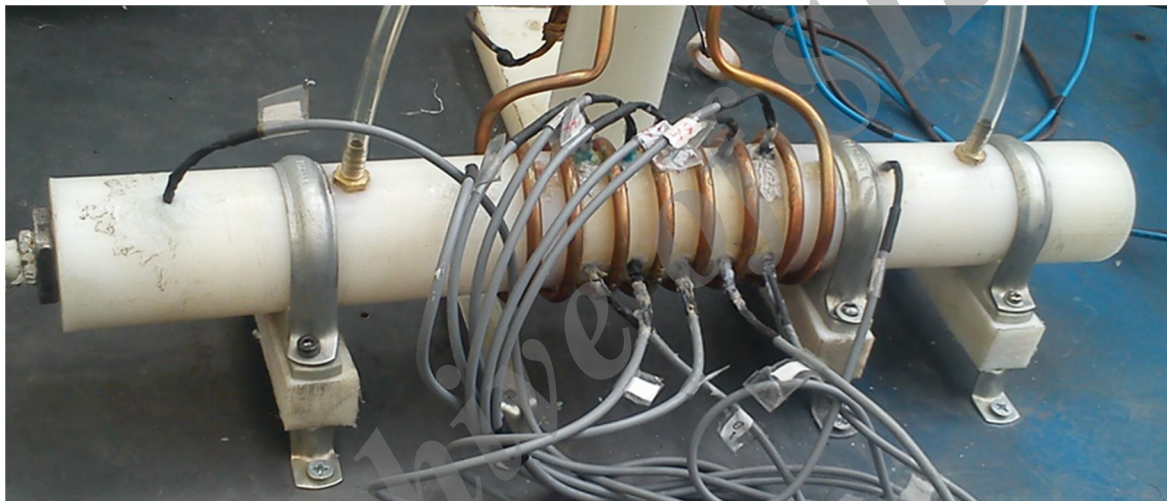
اثر تولید حرارت داخلی در حالت انتقال حرارت جابجایی طبیعی برای درک مکانیزم انتقال حرارت بدون تأثیر سرعت سیال، در مطالعات بسیاری انجام گرفته است و کاربردهای وسیعی از جمله بررسی قابلیت اطمینان

1- Teflon

2- Electromagnetic Induction



(الف)



(ب)

شکل 1 الف) تصویر واقعی تنظیمات آزمایشگاهی (ب) تصویر واقعی قسمت آزمایش

ذرات اندازه حفره بین ذرات نیز کاهش می‌یابد ولی فضای خالی موجود در کانال تقریباً ثابت می‌ماند.

از سیال هوا که به وسیله یک کمپرسور تأمین می‌شود به عنوان سیال عامل برای خنک کردن محیط آزمایش استفاده می‌شود. برای اندازه‌گیری نرخ جریان سیال از یک دی‌سنج هوا نوع روماتر استفاده شده است و محدوده نرخ جریان 100 تا 200 لیتر بر دقیقه است. آزمایش‌ها در شش حالت مختلف نرخ جریان انجام شده است. در ورود و خروج کانال قسمت آزمایش یک کانال خالی به‌کاررفته است تا جریان به صورت توسعه‌یافته وارد و از قسمت آزمایش خارج شود و اثرات ورودی کاهش یابد. برای اندازه‌گیری اختلاف فشار در طول قسمت آزمایش از یک اختلاف فشارسنج، مانومتر جیوه‌ای نوع U با دقت یک میلی‌متر استفاده شده است. سوراخ‌های ایجادشده برای نصب لوله‌های مانومتر، قبل و بعد از قسمت آزمایش، هر کدام در حدود 15 سانتی‌متر با قسمت آزمایش فاصله دارند. همچنین آزمایش‌ها در حالت پایا انجام شده است. برای رسیدن به حالت پایا به هر آزمایش مدت زمان 25 دقیقه فرصت داده شده است.

حسگرها از همدیگر در قسمت آزمایش 2 سانتی‌متر است. همچنین حسگرهای دمای به‌کاررفته برای اندازه‌گیری دمای سیال ورودی و خروجی، هر کدام در حدود 5 سانتی‌متر با قسمت ورودی و خروجی قسمت آزمایش فاصله دارند. حسگرهای مورد استفاده از نوع LM35 است که اطلاعات خروجی از این حسگرها به وسیله دو عدد دماسنج دیجیتال با دقت 0/1 درجه سانتی‌گراد نمایش داده می‌شود. شکل 1-ب شماتیکی از قسمت آزمایش را نشان می‌دهد.

آزمایش‌ها در چهار حالت تولید حرارت در محدوده 54/34 تا 81/32 وات و همچنین در سه دانه‌بندی مختلف 5/5 تا 7/5 میلی‌متر انجام شده است. مشخصات دانه‌بندی و ضریب تخلخل در جدول 1 گزارش شده است. تغییر دانه‌بندی تأثیر کمی بر ضریب تخلخل داشته است که علت آن را می‌توان اینگونه توضیح داد که در حجم ثابت کانال با افزایش قطر دانه‌ها تعداد کمتری از آنها در کانال قرار گرفته است و همین امر باعث تغییر کمی در ضریب تخلخل شده است و می‌توان گفت که تأثیر تغییرات قطر دانه‌ها را می‌توان بیشتر بر اندازه حفره‌های بین ذرات دید به صورتی که با کاهش قطر

قرار گرفته است. موقعیت این حسگرها به گونه‌ایست که در هر موقعیت در طول کانال یک حسگر دمای سیال و یک حسگر دمای ذرات را اندازه می‌گیرد. طبق رابطه (2) داریم:

$$h_k = \frac{Q}{A(T_{sk} - T_{fk})} \quad (2)$$

که در آن T_{sk} دمای دانه‌ها در موقعیت k و T_{fk} دمای سیال در موقعیت k و A سطح انتقال حرارت در دانه‌ها است. طبق رابطه (3) داریم:

$$A = \pi d^2 N \quad (3)$$

که d قطر دانه‌ها و N تعداد آنها است.

3-3- ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری میانگین

ضریب انتقال حرارت میانگین با استفاده از فرمول سرمایش نیوتن در رابطه 4 ارائه شده است.

$$\bar{h} = \frac{Q}{A(\bar{T}_s - \bar{T}_f)} \quad (4)$$

که در آن از دماهای سیال و سطح دانه‌ها در طول کانال میانگین گرفته شده است. طبق روابط (5,6) داریم:

$$\bar{T}_s = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_{si} \quad (5)$$

$$\bar{T}_f = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_{fi} \quad (6)$$

عدد ناسلت میانگین طبق رابطه (7) برابر است با:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D}{k} \quad (7)$$

که در آن k ضریب هدایت حرارتی سیال و D قطر کانال است.

3-4- افت فشار و محاسبه ضریب اصطکاک

افت فشار در کانال به وسیله مانومتر اندازه‌گیری می‌شود. گرادیان هیدرولیکی عبارت است از تغییرات هد جریان (افت فشار جریان به واحد وزن آن) نسبت به واحد طول لوله‌ای که در آن این افت رخ می‌دهد. رابطه داریسی-ویسباخ برای افت فشار به شکل رابطه 8 بیان می‌شود که بر اساس آن ضریب اصطکاک در کانال محاسبه می‌شود. طبق رابطه (8) داریم:

$$H = f \frac{l u^2}{D 2g} \quad (8)$$

که در آن l طول کانال، D قطر کانال، u سرعت متوسط سیال، f ضریب اصطکاک و H مقدار افت فشار است.

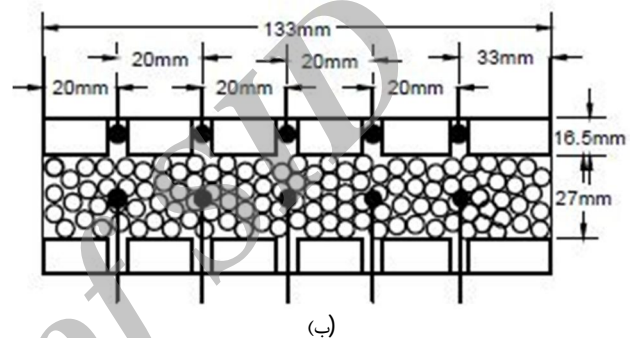
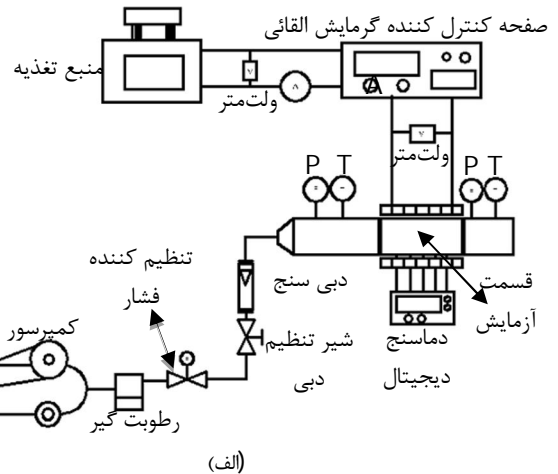
3-5- صحت‌سنجی نتایج

به منظور اطمینان از صحت نتایج به دست آمده از آزمایش، این نتایج با روش‌های تئوری و روابط پیشنهاد شده در کارهای قبلی مقایسه شده است. توزیع دمای سیال در طول کانال با روش تئوری که در رابطه 12 ارائه شده است مقایسه شده است. رابطه 12 با استفاده از بالانس انرژی در المانی از کانال قسمت آزمایش که در شکل 3 نشان داده شده است، محاسبه می‌شود. طبق روابط (9-12) داریم:

$$Q = q'''(V_{cs}) = \dot{m}c_p(T_{fx} - T_{in}) \quad (9)$$

$$q''' = \frac{Q}{\pi \frac{D^2}{4} L} \quad (10)$$

$$V_{cs} = A_{cs}x \quad (11)$$



شکل 2 الف) شماتیک کلی دستگاه آزمایش ب) شماتیک قسمت آزمایش

3- روابط و فرمول‌های ریاضی

3-1- تولید حرارت

حرارت تولید شده به روش گرمایش القاء الکترومغناطیس اساساً به وسیله فرکانس جریان متناوب، شدت جریان متناوب و گذردهی مغناطیس بار ایجاد می‌شود. پاتریک و گونتر [14] و پاتریک و همکاران [15] آزمایش‌هایی با دانه‌های کروی فلزی زنگ‌زده با گذردهی الکترومغناطیس کم برای ایجاد گرمایش القایی الکترومغناطیس در فرکانس 200 کیلوهرتز انجام دادند و با کارهای تجربی مقایسه‌ای انجام دادند و تأثیر میدان مغناطیسی بر جریان را در فرکانس‌های پایین، کم گزارش دادند.

مقدار حرارت تولید شده در قسمت آزمایش بر اساس اختلاف انرژی سیال در ورود و خروج کانال محاسبه شده است. طبق رابطه (1) داریم:

$$Q_{eff} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

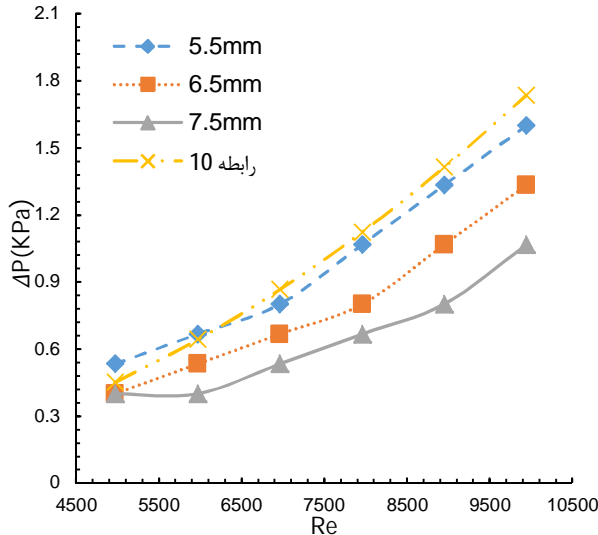
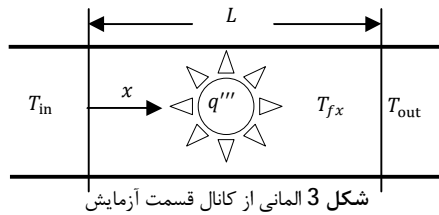
که T_{in} دمای ورودی سیال به قسمت آزمایش، T_{out} دمای خروجی سیال، \dot{m} نرخ جرمی جریان و C_p ظرفیت حرارتی ویژه سیال است.

3-2- ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری محلی

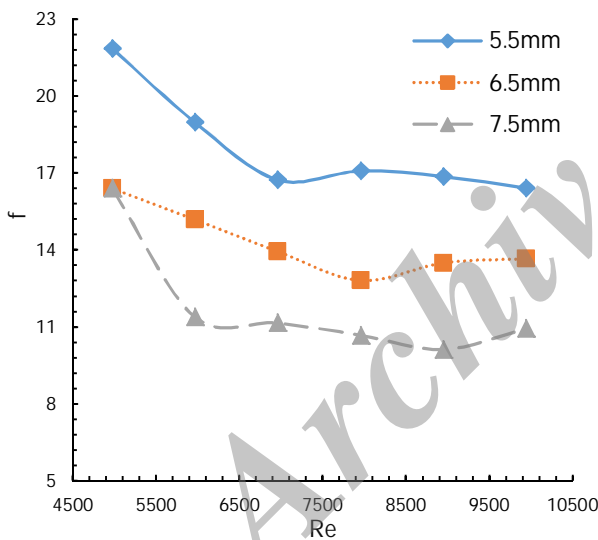
در قسمت آزمایش پنج حسگر دما برای اندازه‌گیری دمای سیال در طول کانال و پنج حسگر برای اندازه‌گیری دمای دانه‌ها در طول کانال مورد استفاده

جدول 1 مشخصات دانه‌های مورد استفاده در کانال

ضریب تخلخل	تعداد	قطر (میلی‌متر)
0/86	473	5/5
0/86	290	6/5
0/87	177	7/5



شکل 4 تغییرات افت فشار برحسب عدد رینولدز



شکل 5 تغییرات ضریب اصطکاک برحسب عدد رینولدز

نشان داده شده است. خطی بودن توزیع دما در طول کانال به وضوح قابل مشاهده است. همچنین در این نمودار داده‌های آزمایشگاهی با روش تئوری معادله 12 مقایسه شده است. مشاهده می‌شود که نتایج تجربی با روش تئوری تطابق خوبی دارد.

در شکل 7 تأثیر دانه‌بندی بر توزیع دمای سیال در طول کانال به ازای نرخ جریان ثابت 140 لیتر بر دقیقه و در تولید حرارت ثابت 64/27 وات بررسی شده است. مشاهده می‌شود با افزایش قطر دانه‌ها دمای سیال افزایش یافته است. دلیل این رفتار را می‌توان اینگونه توضیح داد که با افزایش قطر دانه‌ها حفره‌ها و مجاری عبور سیال در محیط متخلخل بازر می‌شود و سرعت جریان سیال گذرنده از محیط متخلخل کاهش می‌یابد که کاهش در دمای سیال را به دنبال دارد.

$$T(x) = T_{in} + \frac{q''' A_{cs}}{\dot{m} C_p} x \quad (12)$$

همچنین برای مقایسه افت فشار از رابطه پیشنهاد شده توسط ارگان [1] برای محاسبه افت فشار در کانال متخلخل، استفاده شده است. رابطه پیشنهادی ارگان در رابطه 13 نشان داده شده است. عدد ناسلت میانگین با رابطه پیشنهاد شده برای محاسبه عدد ناسلت میانگین در محیط متخلخل توسط واکائو و کواگی [16] که در رابطه 14 نشان داده شده است، مقایسه شده است.

$$\Delta P = \frac{150\mu u L (1 - \varepsilon)^2}{d^2 \varepsilon^2} + \frac{1.75 L \rho u^2 (1 - \varepsilon)}{d \varepsilon} \quad (13)$$

$$Nu_D = 2 + 1.1 Re_D^{0.6} Pr^{1/3} \quad (14)$$

4- نتایج و بحث

4-1- بررسی افت فشار و ضریب اصطکاک

در قسمت آزمایش برای نگهداشتن دانه‌ها در ورودی و خروجی از دو صفحه سوراخ شده و مش بندی شده استفاده شده است. بنابراین افت فشار اندازه‌گیری شده باید شامل یک افت اضافی ناشی از این صفحات نیز باشد. این مقادیر افت فشار به صورت تجربی با استفاده از کانال خالی که در دو طرف آن از صفحات سوراخ دار استفاده شده بررسی شد و مشاهده شد که این افت فشار مقدار بسیار ناچیزی دارد.

شکل 4 نمودار افت فشار را برای هوا در کانال متخلخل و در دانه‌بندی‌های مختلف به عنوان تابعی از عدد رینولدز براساس قطر کانال نشان می‌دهد همچنین گرادیان فشار اندازه‌گیری شده با معادله پیشنهادی ارگان [1] که برای پیش‌بینی افت فشار درون کانال متخلخل ارائه شده، مقایسه شده است. با توجه به نمودارها مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز افت فشار افزایش یافته است. با افزایش سرعت در کانال، با توجه به بقاء مومنتوم فشار کم می‌شود به دلیل اینکه انرژی جنبشی در کانال با افت فشار یا گرادیان فشار بالانس می‌شود. افت فشار در کانال متخلخل با کاهش قطر دانه‌ها و کاهش ضریب تخلخل افزایش یافته است. قطرهای کوچک‌تر ذرات سطح تماس بین ذرات و جریان سیال را افزایش می‌دهد و همچنین اندازه حفره‌ها و ضریب تخلخل را کاهش می‌دهد همه این فاکتورها مقاومت جریان را افزایش می‌دهد و باعث افزایش افت فشار در کانال می‌شود [4].

مشاهده می‌شود که افت فشار اندازه‌گیری شده در کانال با رابطه تئوری تطابق خوبی در دانه‌بندی کوچک‌تر دارد به دلیل اینکه برای محاسبه رابطه 13 از مشخصات دانه‌بندی 5/5 میلی‌متر استفاده شده است.

همانطور که در شکل 5 مشاهده می‌شود ضریب اصطکاک در کانال متخلخل با بستر دانه‌ای با افزایش سرعت سیال، کاهش و با کاهش قطر ذرات افزایش یافته است. ضریب اصطکاک برای کانال یا لوله خالی همیشه مقداری کمتر از واحد دارد ولی همانطور مشاهده می‌شود کانال با بستر متخلخل ضریب اصطکاک را تا چندین برابر افزایش می‌دهد. ضریب اصطکاک افزایش یافته در محیط متخلخل ممکن است به دلیل تعداد لایه‌های ذرات در جهت عمودی در کانال متخلخل باشد. این لایه‌های متخلخل با افزایش قطر ذرات کاهش یافته و باعث کاهش ضریب اصطکاک نسبت به حالت قطر ذرات کوچک‌تر می‌شود.

4-2- توزیع دمای سیال در طول کانال

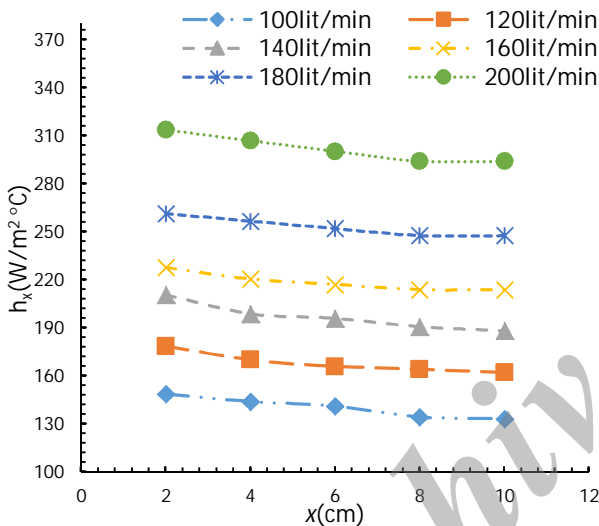
در شکل 6 نمودار توزیع دمای سیال در طول کانال در حالت تولید حرارت 64/27 وات و برای دانه‌بندی 5/5 میلی‌متر در نرخ جریان 140 لیتر بر دقیقه

در شکل 9 تأثیر دانه‌بندی بر ضریب انتقال حرارت محلی به ازای نرخ جریان 140 لیتر بر دقیقه و در مقدار حرارت تولیدی 81/32 وات گزارش شده است. ضریب انتقال حرارت محلی با کاهش قطر ذرات افزایش یافته است. با کاهش قطر ذرات منافذ عبور سیال در کانال کاهش می‌یابد که باعث افزایش سرعت در کانال می‌شود.

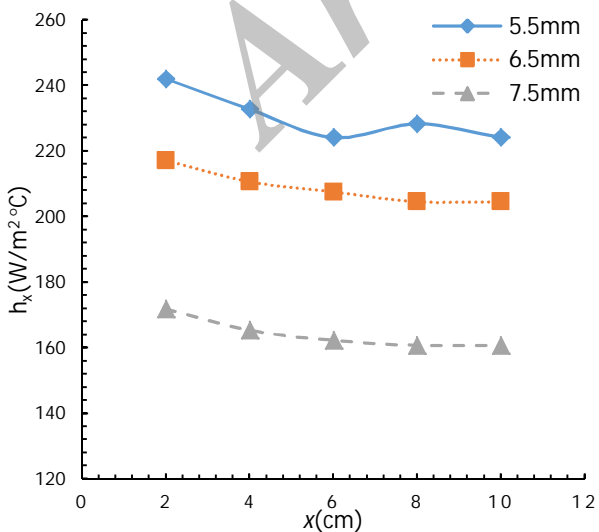
در شکل 10 تأثیر میزان حرارت تولیدی بر ضریب انتقال حرارت محلی برای نرخ جریان 100 لیتر بر دقیقه و دانه‌بندی 6/5 میلی‌متر بررسی شده است. تغییرات میزان حرارت تولیدی معمولاً تأثیری بر ضریب انتقال حرارت ندارد به دلیل اینکه همزمان با تغییرات در حرارت، اختلاف دمای سیال و سطح درگیر در فرایند نیز متناسب با حرارت تغییر می‌کند و ضریب انتقال حرارت در این فرایند ثابت می‌ماند.

4-4- ضریب انتقال حرارت میانگین

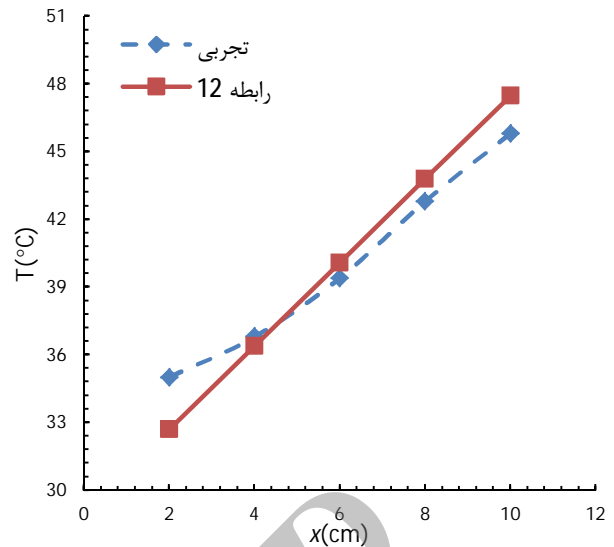
در شکل 11 تغییرات عدد ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز برای دانه‌بندی 6/5 میلی‌متر گزارش شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش عدد



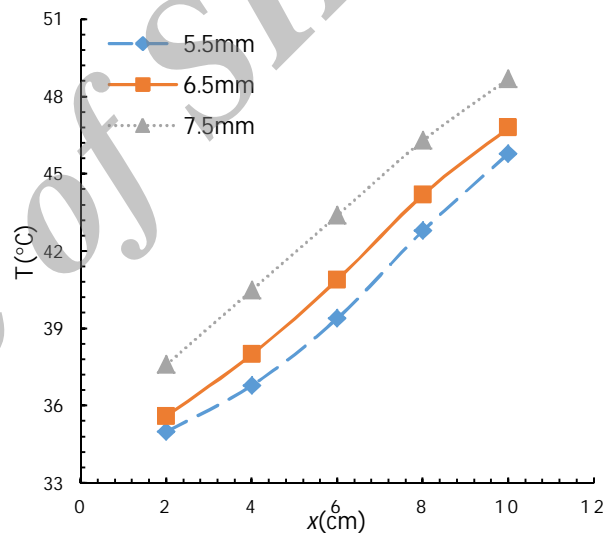
شکل 8 اثر نرخ جریان بر ضریب انتقال حرارت محلی در طول کانال برای دانه‌بندی 6/5 میلی‌متر و حرارت تولیدی 71/52 وات



شکل 9 اثر دانه‌بندی بر ضریب انتقال حرارت محلی در طول کانال برای نرخ جریان 140 لیتر بر دقیقه و حرارت تولیدی 81/32 وات



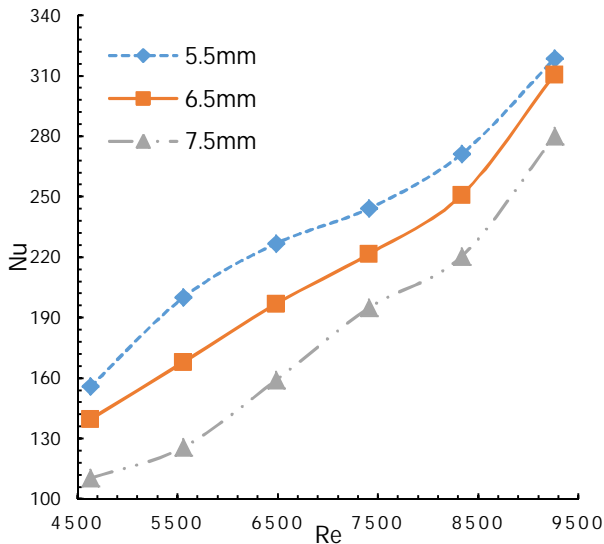
شکل 10 توزیع دمای سیال در طول کانال برای دانه‌بندی 5/5 میلی‌متر، به ازای نرخ جریان 140 لیتر بر دقیقه و در تولید حرارت 64/27 وات و مقایسه با رابطه تئوری



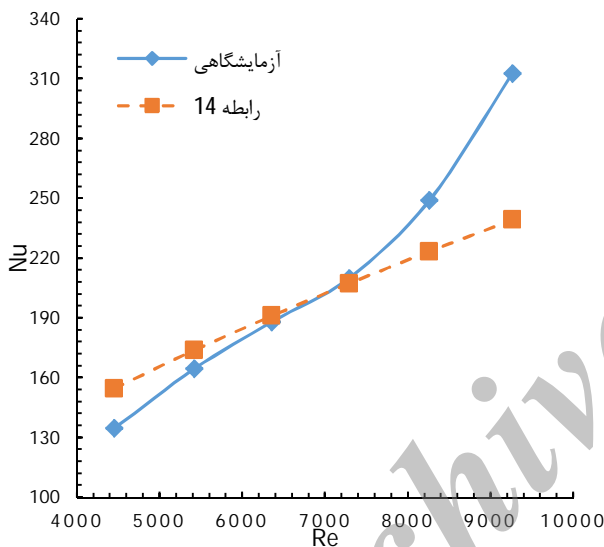
شکل 11 اثر دانه‌بندی بر توزیع دما در طول کانال به ازای نرخ جریان 140 لیتر بر دقیقه و در تولید حرارت 64/27 وات

3-3- ضریب انتقال حرارت محلی

در شکل 8 تأثیر نرخ جریان بر ضریب انتقال حرارت محلی در طول کانال برای دانه‌بندی 6/5 میلی‌متر و تولید حرارت 71/52 وات نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش نرخ جریان ضریب انتقال حرارت محلی افزایش یافته است. تأثیر سرعت بر ضریب انتقال حرارت را می‌توان به این شکل توضیح داد که علاوه بر اینکه سرعت بیشتر سیال باعث می‌شود سیالی که فرایند انتقال حرارت را انجام داده است و ظرفیت حرارتی آن کاهش یافته با سیال تازه سریع‌تر جایگزین شود همچنین با توجه به کوپل بودن میدان دما و سرعت، با افزایش سرعت میدان دما کاهش یافته که در مقدار گرمای ثابت باعث افزایش در ضریب انتقال حرارت می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود که با حرکت در طول کانال مقدار ضریب انتقال حرارت کاهش یافته است. دلیل این اتفاق را می‌توان اینگونه توضیح داد که سیال از ابتدای کانال فرایند انتقال حرارت را انجام می‌دهد و در طول کانال با دور شدن از ورودی ظرفیت انتقال حرارت آن کاهش می‌یابد.



شکل 12 اثر دانه‌بندی بر ناسلت میانگین در برابر عدد رینولدز

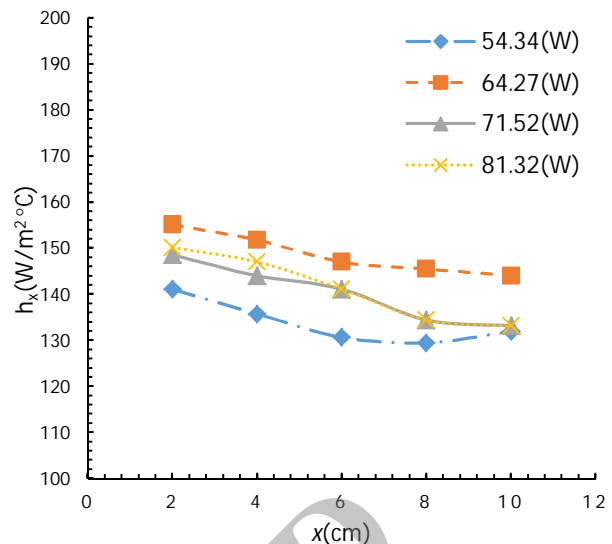


شکل 13 ناسلت میانگین برحسب رینولدز برای دانه‌بندی 6/5 میلی‌متر و حرارت تولیدی 64/27 وات و مقایسه با رابطه تئوری

وسایل اندازه‌گیری بر نتایج بر اساس تئوری پخش خطاها که توسط کلاین و مک کلیناک [17] ارائه شده، محاسبه شده است. خطای اندازه‌گیری دما، جریان سیال، اندازه‌گیری‌های مربوط به قطر کانال و قطر دانه‌ها و شمارش دانه‌ها بر ضریب انتقال حرارت حداکثر 3/83 درصد محاسبه شده است. با در نظر گرفتن خطاهای وسایل آزمایش، خطای حاصل از فرض یکنواخت در نظر گرفتن حرارت تولیدی و خطاهای تصادفی، حداکثر خطا در محاسبه ضریب انتقال حرارت که از رابطه‌های 1 تا 7 محاسبه می‌شود، 15/2 درصد محاسبه شده است.

5- نتیجه‌گیری

در کار حاضر پارامترهای انتقال حرارت جابجایی اجباری هوا در کانال متخلخل با تولید حرارت داخلی به صورت تجربی بررسی شده است. در این کار تولید حرارت داخلی به روش گرمایش الفاء الکترومغناطیس انجام شده است و حرارت تولیدی به صورت یکنواخت در نظر گرفته شده است.

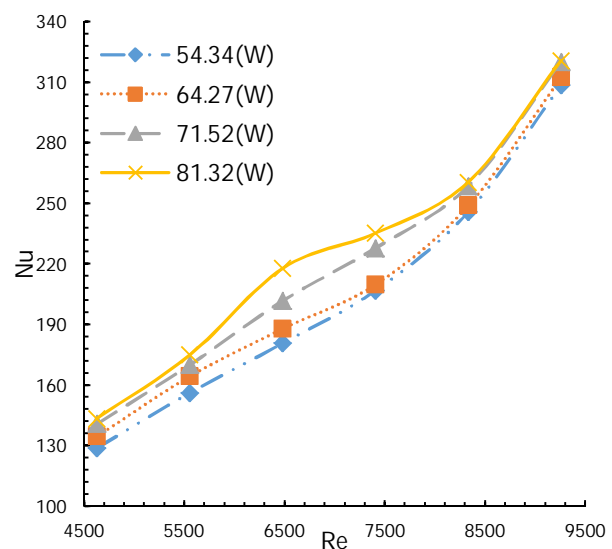


شکل 10 اثر تولید حرارت بر ضریب انتقال حرارت محلی در طول کانال برای نرخ جریان 100 لیتر بر دقیقه و دانه‌بندی 6/5 میلی‌متر

رینولدز ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت افزایش یافته است و میزان حرارت تولید شده تأثیر ناچیزی بر ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت داشته است. در شکل 12 تغییرات عدد ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در دانه‌بندی‌های مختلف نشان داده شده است و مشاهده شود که با کاهش قطر ذرات عدد ناسلت افزایش یافته است. در شکل 13 عدد ناسلت برحسب عدد رینولدز در حرارت تولیدی 64/27 وات و دانه‌بندی 6/5 میلی‌متر گزارش شده است همچنین عدد ناسلت حاصل از آزمایش‌ها با رابطه 14 مقایسه شده است و مشاهده می‌شود که انطباق خوبی بین نتایج آزمایشگاهی و تئوری وجود دارد.

4-5- خطای آزمایش‌ها و عدم قطعیت

عدم قطعیت آزمایش‌ها در فرایند انتقال حرارت جابجایی اساساً به وسیله خطاهای آزمایش و خطای محاسبات و دقت وسایل اندازه‌گیری ایجاد می‌شود. حداکثر خطای ایجاد شده از حسگرهای دما $\pm 0/1$ درجه سانتی‌گراد و حداکثر خطای جریان سنج $\pm 0/7$ لیتر بر دقیقه است. محاسبه تأثیر خطای



شکل 11 تغییرات عدد ناسلت میانگین برحسب رینولدز برای دانه‌بندی 6/5 میلی‌متر

ε	ضریب تخلخل
CS	مقطع کانال
eff	مؤثر
f	سیال
i	شمارنده
in	ورودی
k	موقعیت حسگرها
out	خروجی
s	جامد

در بررسی جریان سیال و انتقال حرارت در کانال متخلخل باید به مسئله انتقال حرارت و میزان افت فشار همزمان توجه شود. نتایج به دست آمده از کار حاضر نشان دهنده افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری هوا در کانال متخلخل با افزایش عدد رینولدز است و کانال متخلخل افت فشار را نیز افزایش داده است. با کاهش قطر دانه‌ها، انتقال حرارت جابجایی اجباری و افت فشار در کانال افزایش و دمای سیال کاهش یافته است. در مقایسه با کارهای قبلی که با سیال آب انجام گرفته، ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری برای سیال هوا که در کار حاضر انجام گرفته مقدار کمتری دارد و افت فشار نیز نسبت به سیالات بررسی شده در کارهای قبلی کمتر بوده است. همچنین کار حاضر در محدوده اعداد رینولدز بالاتری نسبت به کارهای قبلی انجام گرفته است و افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری در رینولدزهای بالاتر مشاهده شده است.

7- مراجع

- [1] S. Ergun, Fluid flow through packed columns, *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 48, No. 2, pp. 89-94 1952.
- [2] D. A. Nield, A. Bejan, *Convection in Porous Media*, Second Edition, Springer, Berlin, 1998.
- [3] M. Kaviany, *Principle of Heat Transfer in Porous Media*, Second Edition, Springer, Berlin, 1995.
- [4] P. X. Jiang, G. Si, M. Li, Z. Ren, Experimental and numerical investigation of forced convection heat transfer of air in non-sintered porous media, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.28, pp. 545-555, 2004.
- [5] J. Yang, J. Wang, S. Bu, M. Zeng, Q. Wang, n. A. Nakayama, Experimental analysis of forced convective heat transfer in novel structured packed beds of particles, *Chemical Engineering Science*, Vol. 71, pp. 126-137, 2012.
- [6] T. A. Rizk, C. Kleinstreuer, Force Convection Cooling of a Linear Array of Blocks in Porous Matrix Channel, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 12, pp. 40-47, 1991.
- [7] M. R. Izadpanah, H. Muller-steinhausen, Experimental and theoretical studies of convection heat transfer in a cylindrical porous media, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol.19, pp. 629-635, 1998.
- [8] M. Jamialahmadi, M. R. Izadpanah, Pressure drop, gas hold-up and heat transfer during single and two-phase flow through porous media, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 26, pp. 156-172, 2005.
- [9] G. Hetsroni, M. Gurevich, R. Rozenblit, Natural convection in metal foam strips with internal heat generation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, pp. 1740-1747, 2008.
- [10] S. Bagi, C. Nishad, Free convection in a non-Newtonian fluid along a horizontal plate embedded in porous media with internal heat generation, *Int. Commn. In Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 537-540, 2012.
- [11] O. Bautista, F. Mendez, Internal heat generation in a discrete heat source: Conjugate heat transfer analysis, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 2201-2208, 2006.
- [12] K. Atkhen, G. Berthoud, SILFIDE experiment: Coolability in a volumetrically heated debris bed, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 236, pp.2126-2134, 2006.
- [13] X. Meng, Z. Sun, G. Xu, Single-phase convection heat transfer characteristics of pebble-bed channels with internal heat generation, *Nuclear Engineering and Design*, Vol.252, pp.121- 127, 2012.
- [14] S. Patrick, L. Gunter, Boiling experiments for the validation of dryout models used in reactor safety, *Nuclear Engineering and Design*, Vol.236, pp. 1511-1519, 2006.
- [15] S. Patrick, G. Manfred, K. Rudi, Basic investigation on debris cooling, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 236, pp.2104-2116, 2006.
- [16] N. Wakao, S. Kagueli, *Heat and Mass Transfer in Packed Beds*, pp. 243-295, Gordon and Breach, New York, 1982.
- [17] S. J. Kline, F. McClintock, Describing uncertainties in single-sample experiment, *Mechanical engineering*, Vol. 75, pp. 3-8, 1953.

6- فهرست علائم

A	مساحت (m ²)
C _p	ظرفیت حرارتی ویژه (Jkg ⁻¹ K ⁻¹)
D	قطر کانال (m)
a	قطر دانه‌ها (m)
f	ضریب اصطکاک
g	شتاب گرانش (ms ⁻²)
H	افت فشار (mmHg)
h	ضریب انتقال حرارت (Wm ⁻² K ⁻¹)
K	ضریب هدایت حرارتی (Wm ⁻¹ K ⁻¹)
L	طول کانال (m)
m	نرخ جرمی جریان سیال (kgs ⁻¹)
N	تعداد دانه‌ها
Nu	عدد ناسلت
P	فشار (kgm ⁻¹ s ⁻²)
Pr	عدد پراوتل
Q	تولید حرارت (W)
q'''	شار تولید حرارت (Wm ⁻³)
Re	عدد رینولدز
u	سرعت (ms ⁻¹)
T	دما (°C)
x	طولی از کانال (m)
علائم یونانی	
ρ	چگالی (kgm ⁻³)
μ	لزجت دینامیکی (kgm ⁻¹ s ⁻¹)