

## مطالعه عددی اثر دوران مانع مخروطی بر انتقال

### حرارت و جریان سیال در لوله مبدل حرارتی

بررسی روش‌های افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی در طول سال‌های گذشته به خاطر اهمیت موضوع در بهینه‌سازی و کاهش اثرات مخرب زیست‌محیطی مورد مطالعه قرار گرفته و موانع با شکل‌های مختلفی جهت رسیدن به ضریب عملکرد حرارتی بالاتر پیشنهاد شده است لذا در مطالعه حاضر اثر دوران مانع مخروطی بر انتقال حرارت در محدوده عدد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۲۴۰۰۰ در داخل لوله به عنوان یک موضوع جدید بررسی می‌گردد. شبیه‌سازی عددی به صورت سه بعدی و با استفاده از نرم‌افزار آنسیس فلونت انجام شده است. مقایسه نتایج به دست آمده برای لوله صاف و همچنین تحریک با مانع مخروطی با نتایج سایر محققین تطابق خوبی نشان می‌دهد. با توجه به نتایج، انتقال حرارت در حدود ۲/۹-۲/۲ برابر در مقایسه با لوله ساده افزایش یافته و عملکرد کلی انتقال حرارت در محدوده ۱/۵-۰/۸ است. همچنین بیشترین مقدار افزایش ضریب عملکرد حرارتی در اثر دوران مانع نسبت به مانع ثابت، ۱۲۰٪ ثبت گردید.

سیده‌های بنی‌هاشمی<sup>۱</sup>

دانشجوی دکترا

محمد رضا عساری<sup>۲</sup>

دانشیار

سید محمد جوادی<sup>۳</sup>

استادیار

سعید وحیدی فر<sup>۴</sup>

استادیار

واژه‌های راهنما: انتقال حرارت، مبدل حرارتی، دوران، مانع مخروطی

#### ۱- مقدمه

با توجه به تقاضای انرژی و صرفه‌جویی در هزینه، افزایش انتقال حرارت موضوع بسیاری از پژوهش‌های محققان است که با تمرکز بر تکنیک‌های افزایش میزان انتقال حرارت و دستیابی به کارایی بالاتر، می‌تواند منجر به ساخت مبدل با حجم کمتر و کاهش هزینه‌ها گردد. قرار دادن موانع در مسیر جریان عبوری یکی از تکنیک‌های افزایش انتقال حرارت منفعل به دلیل مزیت‌های ساخت آسان و هزینه تعمیرات و نگهداری کم آن است. قرار گرفتن مانع در لایه مرزی، جریان اطراف خود را تحت تأثیر قرار می‌دهد و بر توزیع سرعت و انتقال مومنوم و

<sup>۱</sup> دانشجوی دکترا، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران hadi\_banihashemi@yahoo.com

<sup>۲</sup> نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور، دزفول، ایران assari@jsu.ac.ir

<sup>۳</sup> استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قوچان، قوچان، ایران mohammad.javadi@qiet.ac.ir

<sup>۴</sup> استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده محمد منتظری، دانشگاه فنی و حرفه ای استان خراسان رضوی، ایران

vahidifar@tvu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۸/۱۰/۱۲، تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۸/۱۰

انرژی اثر می‌گذارد. هندسه و محل قرار گرفتن مانع و چگونگی حرکت آن در عملکرد سیستم نقش مهمی دارد. هدف تحریک جریان افزایش انتقال حرارت است و در این بین در بسیاری از سیستم‌ها افزایش افت فشار عامل محدودکننده است. بدین منظور برای مشخص کردن مانع بهینه از پارامتری به نام ضریب عملکرد حرارتی استفاده می‌شود. گرچه تاکنون اثر قرار رفتن موانع ثابت مختلف در جریان سیال داخل لوله بر انتقال حرارت و افت فشار مورد بررسی قرار گرفته است، اما استفاده از مانع دوار یک موضوع جدید است. مانع دوار، با ایجاد جریان چرخشی قوی در جریان سیال، افزایش آشفته‌گی جریان و تولید گردابه‌ها، از طریق جابجایی مؤثر ذرات سیال بر میزان انتقال حرارت تأثیرگذار است. ساها برای درک پدیده‌ای که باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود، جریان مغشوش هوا در یک لوله افقی با حضور قطعه‌ای با شکل‌های مربع، مستطیل و صلیب با نسبت‌های متفاوت طول به عرض را بررسی کرد و به دلیل استفاده از مانع‌هایی با طولی کمتر از طول لوله نسبت به حالتی که ژیه در نظر گرفت نتایج بهتری بدست آورد [۱]. ایجاد آشفته‌گی یا اصلاح جریان سیال با استفاده از برخی هندسه‌ها از جمله مانع مخروطی در مسیر جریان باعث بهبود و افزایش انتقال حرارت می‌شود [۲-۱۵]. کونگکی‌تپیابون در یک مطالعه تجربی انتقال حرارت و اصطکاک جریان آشفته در یک لوله که حلقه‌های مخروطی سوراخ‌دار در آن قرار گرفته بود را انجام داد. نتایج نشان داد که تغییرات عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد به ترتیب  $۴/۹۲-۶/۳۴$ ،  $۲۵/۵۵-۲۸/۸$  و  $۲/۰۷-۱/۶۷$  است [۱۶].

موسوسامی و همکاران تأثیر حلقه مخروطی با فین‌های داخلی در داخل لوله بر انتقال حرارت و ضریب اصطکاک را بررسی نمودند. نتایج نشان از افزایش ۴ برابری عدد ناسلت داشت [۱۷]. پرومونگ با قرار دادن دیسک‌های مخروطی در جریان در سه وضعیت واگرا، همگرا و ترکیبی، افزایش انتقال حرارت در جریان درون لوله را بررسی نمود. نتایج نشان دادند با استفاده از این موانع، نرخ انتقال حرارت حداکثر ۳۳۳ درصد نسبت به حالت بدون مانع افزایش می‌یابد [۱۸]. کهرم و وحیدی فر در تحقیقی موانع با اشکال مخروط، دیسک، طوقه و حلقه با نسبت انسداد مسیر یکسان ۴۰ درصد در داخل مبدلی با دو لوله‌ی هوا و آب، و با هدف تحریک جریان و افزایش انتقال حرارت بررسی نمودند و نسبت عدد ناسلت با تحریک به عدد ناسلت بدون تحریک، در بهترین شرایط بین  $۲/۶$  الی  $۳/۲$  (وابسته به عدد رینولدز) گزارش نمودند [۱۹].

عملکرد حرارتی گرمکن‌های ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز را با استفاده از موانع در لوله‌های گرمکن‌ها می‌توان بهبود بخشید. در این زمینه سالاری و همکارانش امکان استفاده از توربولاتورهای فنی مارپیچ برای افزایش انتقال حرارت در لوله‌های گرمکن‌های بستر آب گرم ایستگاه تقلیل فشار را به صورت عددی مطالعه نمودند [۲۰]. العبیدی<sup>۱</sup> و همکاران [۲۱] در مطالعه خود، اثر قرارگیری نوارهای پیچ‌خورده<sup>۲</sup> در یک لوله دایره‌ای را بر روی میدان جریان بررسی کردند. نتایج نشان داد که اضافه کردن نوارهای پیچ‌خورده، با تغییر پیکربندی و پارامترهای لوله باعث افزایش انتقال حرارت، افت فشار و کارایی انتقال حرارت (حدود ۴۶٪) می‌شود. ویرجیلیو<sup>۳</sup> و همکاران [۲۲] داده‌های تجربی مربوط به آیرودینامیک جریان‌های پیچیده در لوله‌های شیاردار را بر اساس نتایج تجزیه و تحلیل عددی ارائه نموده‌اند.

<sup>1</sup> Al-Obaidi

<sup>2</sup> Twisted tapes

<sup>3</sup> Virgilio

پرومونگ<sup>۱</sup> و همکاران [۲۳] در مطالعه خود، عملکرد ترمو-هیدرولیکی لوله‌های مبدل حرارتی جایگذاری شده با موانع برای گام‌های مختلف در جریان آشفته با عدد رینولدز ۴۱۳۰ تا ۲۵۹۰۰ ارزیابی کردند. برای ارزیابی خصوصیات جریان آشفته سیال و انتقال حرارت از یک لوله دایره‌ای همراه با توربولاتور، آنالیز تجربی و عددی توسط نالواد<sup>۲</sup> و همکاران [۲۴] انجام شده است. تقسیم کننده جریان (توربولاتور) به‌طور مؤثری باعث افزایش عملکرد حرارتی شده است. ورما<sup>۳</sup> و همکاران [۲۵] به‌طور تجربی تأثیر قرارگیری سیم‌های فنری را بر خصوصیات حرارتی و ویژگی‌های جریان یک مبدل حرارتی لوله‌ای بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که عدد ناسلت افزایش یافته و شاخص عملکرد ترمو-هیدرولیکی برای لوله‌های دارای سیم فنری مناسب‌تر است.

سوری<sup>۴</sup> و همکاران [۲۶] به‌طور تجربی تأثیر سوراخ‌های مربعی ایجاد شده در نوارهای پیچ‌خورده چندتایی را بر ویژگی‌های هیدروترمال یک مبدل حرارتی لوله‌ای مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافتند که استفاده از نوارهای پیچ‌خورده چندتایی، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک مبدل حرارتی را در مقایسه با لوله‌های صاف به ترتیب ۶۹۲٪ و ۷۸۹٪ افزایش می‌دهد. شرف‌الدین<sup>۵</sup> و همکاران [۲۷] مطالعه‌ای را به‌منظور بررسی تأثیر قرارگیری سیم پیچیده شده<sup>۶</sup> بر انتقال حرارت و ویژگی‌های جریان سیال آشفته در یک لوله مبدل انجام دادند. نتایج نشان داد که بهبود قابل توجهی در بازده حرارتی ایجاد شده است. کامبوج<sup>۷</sup> و همکاران [۲۸] به‌طور تجربی اثر توربولاتور فنری همگرا-واگرا<sup>۸</sup> را بر عملکرد حرارتی-هیدرولیکی یک مبدل حرارتی با لوله دوتایی بررسی کردند. نتایج نشان داد که بیشترین بهبود انتقال حرارت و ضریب اصطکاک به ترتیب ۲۶/۷۶٪ و ۶۶/۸۷٪ است. چانگ<sup>۹</sup> و همکاران [۲۹] برای بررسی اثرات سطح مقطع‌های مختلف و پیچش لوله بر رفتار حرارتی جریان سیال یک مبدل حرارتی لوله‌ای، تجزیه و تحلیل عددی سه‌بعدی انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که در عدد رینولدز ۳۵۰، سطح مقطع پنج‌ضلعی و گام پیچش لوله ۰/۱۷ باعث ماکزیمم شدن  $\eta$  به اندازه ۲/۶۹ می‌گردد. برزگر و همکاران [۳۰] تلاش کردند با استفاده از نوارهای پیچ‌خورده با برش مستطیلی، بازده حرارتی یک مبدل حرارتی را بهبود بخشند. آن‌ها حداکثر ضریب عملکرد حرارتی را ۱/۴۶ بدست آوردند. اثرات حرارتی و هیدرولیکی توربولاتورهای سطح صاف بر جریان هوا-آب درون یک مبدل حرارتی با لوله دوتایی، توسط یداو<sup>۱۰</sup> و همکاران [۳۱] مورد بررسی قرار گرفت.

در یک مطالعه [۳۲]، اثرات استفاده از توربولاتورهای دارای نوار پیچ‌خورده با هندسه‌های مختلف در هر دو طرف یک مبدل حرارتی با لوله دوتایی مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس نتایج، با افزایش تعداد نوارهای پیچ‌خورده از یک پره<sup>۱۱</sup> به چهارپره، ضریب عملکرد، عدد ناسلت و افت فشار به ترتیب ۶۳/۹٪، ۶۴٪، و ۳/۱٪ افزایش می‌یابد.

<sup>1</sup> Promvonge

<sup>2</sup> Nalavade

<sup>3</sup> Verma

<sup>4</sup> Suri

<sup>5</sup> Sharafeldeen

<sup>6</sup> Wire coil

<sup>7</sup> Kamboj

<sup>8</sup> Divergent-Convergent

<sup>9</sup> Cheng

<sup>10</sup> Yadav

<sup>11</sup> Fin

چانگ و همکاران [۳۳] روشی جدید را برای افت فشار و افزایش انتقال حرارت در محدوده عدد رینولدز ۷۵۰ تا ۷۰۰۰۰ ارائه دادند. در یک تحقیق تجربی دیگر، بارتوال<sup>۱</sup> و همکاران [۳۴] به صورت تجربی و عددی، عملکرد حرارتی و ویژگی‌های جریان سیال یک شار حرارتی یکنواخت را با استفاده از مش‌های سیمی جهت بهبود انتقال گرما در یک مبدل حرارتی لوله مدور مورد بررسی قرار دادند. یافته‌های آن‌ها بیانگر این است که مش سیمی بر روی اعداد ناسلت و ضریب اصطکاک در محدوده عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ تأثیر معنی‌داری دارد به طوری که دستاوردهای بدست آمده را می‌توان برای کاربردهای صنعتی به عنوان ابزاری کارآمد جهت بهبود انتقال حرارت به کار برد. گنجی و همکاران [۳۵] مطالعه تجربی در جریان آشفته و انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی آب و هوا در عدد رینولدز ۱۲۰۰۰-۶۰۰۰ با استفاده از رینگ دایره‌ای را انجام دادند. مقدار ماکزیمم عملکرد گرمایی ۱/۵۹ گزارش گردید. برای بهبود عملکرد دستگاه‌های مبدل حرارتی و کاهش هزینه مواد در میان ابزارهای منفعل مختلف برای افزایش ضریب انتقال حرارت، قرار دادن موانع متحرک امیدوارکننده است. با توجه به مطالعات انجام شده و اینکه تاکنون مطالعات بر روی موانع متحرک در داخل لوله صورت نگرفته است، از این رو در مقاله حاضر اثر مانع مخروطی در حال دوران در سرعت‌های زاویه‌ای مختلف بر انتقال حرارت و افت فشار داخل مبدل مورد مطالعه قرار گرفته است. با توجه به دوران موانع در سرعت‌های زاویه‌ای ۲۵، ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ دور بر دقیقه، اثر کاهش سطح مقطع موانع نسبت به موانع ثابت بررسی و تغییرات عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی و مقایسه با نتایج مطالعات انجام گرفته قبلی گزارش می‌شود.

## ۲- تعریف مدل و شرایط مرزی

### ۲-۱- مدل فیزیکی

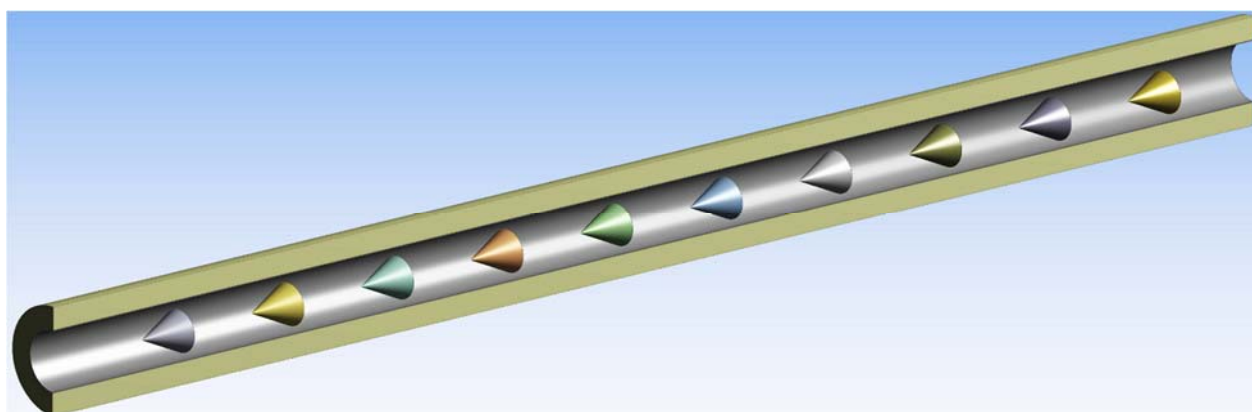
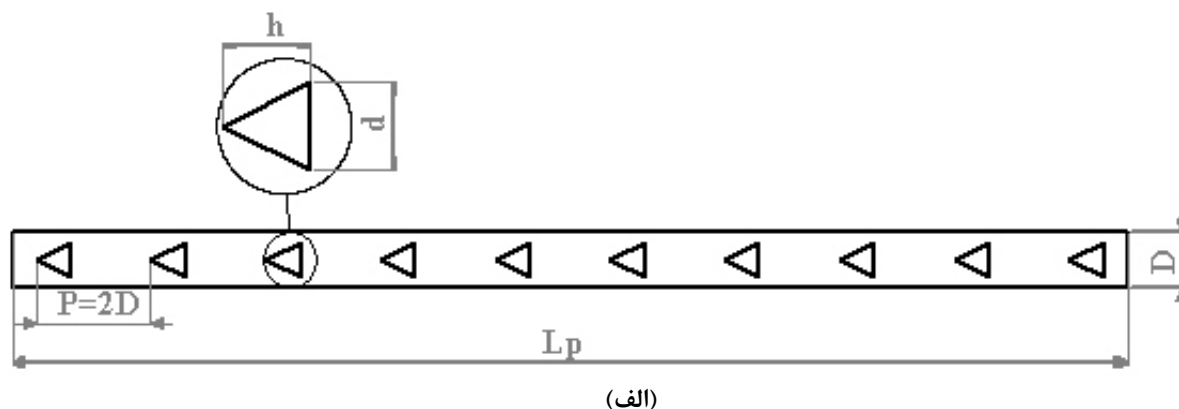
برای مطالعه تأثیر موانع مخروطی بر انتقال حرارت و افت فشار یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای هم‌مرکز استفاده می‌شود. هندسه لوله و مانع مخروطی جایگذاری شده در آن در شکل (۱) و ابعاد بستر تحلیل در جدول (۱) نشان داده شده است. مانع‌های مخروطی با گام دو در داخل لوله قرار داده می‌شوند. قسمت مورد مطالعه از لوله فولادی به قطر داخلی ۷۳ میلی‌متر، طول ۱۶۰۰ میلی‌متر ساخته شده است.

### ۲-۲- شرایط مرزی

سیال درون لوله هوا و دمای آن در مقطع ورودی برابر با ۲۹۷ درجه کلوین فرض شده است. شرط مرزی ورودی در لوله، دبی جرمی تعریف شده است. هوا در محدوده عدد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۲۴۰۰۰ به عنوان سیال سرد وارد لوله می‌گردد. به‌منظور بدست آوردن مقدار افت فشار جریان، مقدار فشار نسبی مرز خروجی برای جریان داخل لوله صفر فرض گردیده است. شرط مرزی عدم لغزش روی دیواره، بر روی جداره لوله و موانع در جریان داخلی لحاظ شده است. مقدار دمای آب در سمت پوسته حدود ۶۵ درجه سانتی‌گراد و دبی آب برابر ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. خواص هوا و آب در جدول (۲) و (۳) معرفی گردیده است. شرط مرزی حرارتی به صورت دما ثابت تعریف شده است. همچنین فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود. الف: ضریب انتقال حرارت

<sup>1</sup> Bartwal

و اصطکاک در سمت هوا و آب ثابت فرض می‌شود. ب: از ضرایب رسوب صرف‌نظر می‌شود. ج: خواص هوا و آب ثابت می‌مانند. د: انتقال گرما از طریق پوسته مبدل به محیط ناچیز است. ر: تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است. ز: هوای آزمایشگاه ساکن فرض می‌گردد. ت: سهم تشعشع گرمایی از بدنه مبدل ناچیز است. ه: جریان در سمت هوا تراکم ناپذیر فرض می‌گردد.



شکل ۱- الف) لوله همراه با چیدمان مانع‌های مخروطی، ب) مدل سه‌بعدی مبدل حرارتی لوله- پوسته و مانع‌های مخروطی قرار داده شده در آن

جدول ۱- ابعاد لوله و مانع مخروطی

ارتفاع مخروط (میلی‌متر)	قطر لوله (میلی‌متر)	قاعده مخروط (میلی‌متر)	طول لوله (میلی‌متر)
۵۰	۷۳	۵۰	۱۶۰۰

جدول ۲- خواص هوا در سمت لوله

مقدار	واحد	خاصیت
۱,۱۷۵	کیلوگرم بر متر مکعب	چگالی
۰,۰۲۶	وات بر متر کلوین	ضریب هدایت
۱۰۰۷	ژول بر کیلوگرم کلوین	ظرفیت گرمایی ویژه
۰,۰۷۰۸	-	پرانتل
۰,۰۰۰۰۱۸۳۱	پاسکال. ثانیه	گرانروی

## جدول ۳- خواص آب در سمت پوسته

مقدار	واحد	خاصیت
۹۸۰	کیلوگرم بر مترمکعب	چگالی
۰/۶۶	وات بر متر کلوین	ضریب هدایت
۴۱۸۸	ژول بر کیلوگرم کلوین	ظرفیت گرمایی ویژه
۲/۶۶	-	پرانتل
۰/۰۰۰۴۲۰	پاسکال. ثانیه	گرانروی

## ۳- مدل ریاضی و روش حل عددی

## ۳-۱- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان با استفاده از روش حجم محدود گسسته سازی و حل می‌شوند.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial u_i' u_j'}{\partial x_j} \quad (2)$$

در معادله فوق،  $\nu$  ویسکوزیته سینماتیک و  $\mu_t$  ویسکوزیته آشفته است. معادلات مدل K- $\epsilon$ ; RNG در معادلات (۳) و (۴) آورده شده است که در آن  $Y_M$  سهم تلاطم در نرخ اتلاف کلی نشان می‌دهد [۱۵، ۱۶].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}] \quad (3)$$

$$+G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

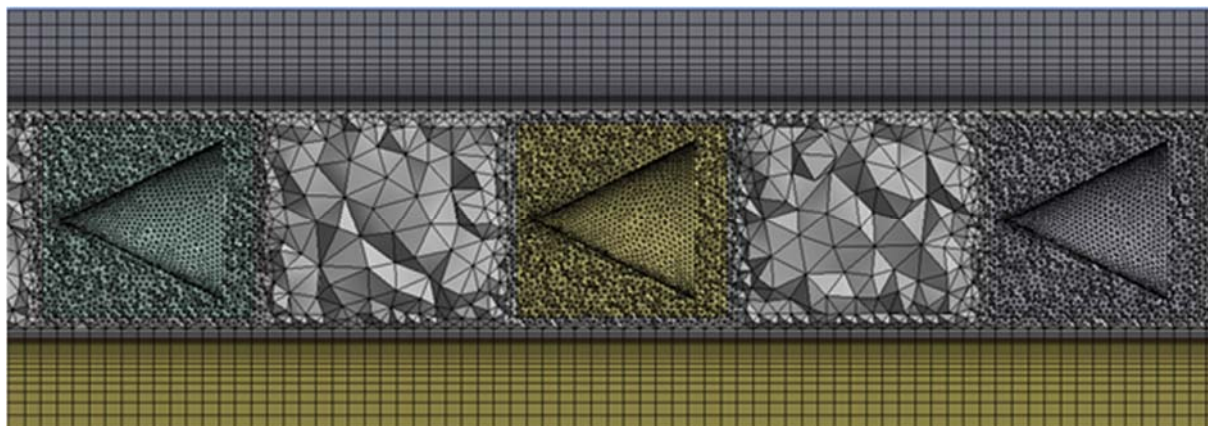
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}] \quad (4)$$

$$+C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

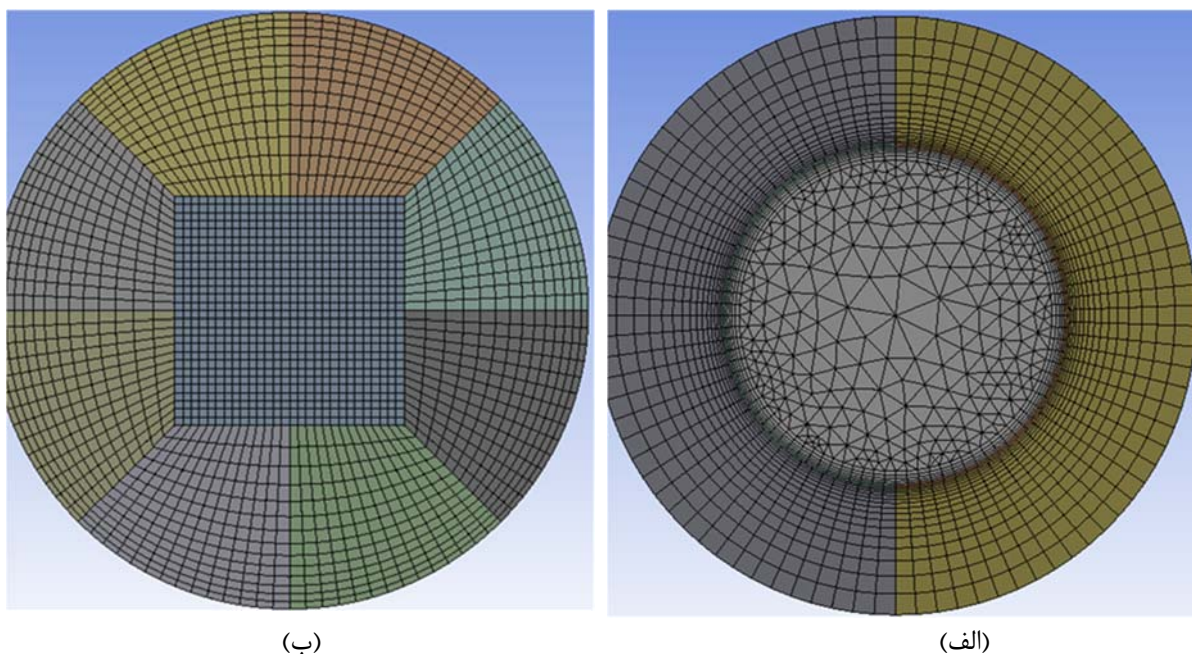
در معادله ۳،  $C_{\mu}$  ثابت و مقدار آن ۰/۸۴۵ است.  $C_{1\epsilon}$ ،  $C_{2\epsilon}$  ثابت هستند و به ترتیب مقدارشان ۱/۴۲ و ۱/۶۸ می‌باشد.

## ۳-۲- روش حل

به منظور گسسته‌سازی معادلات انتگرالی حاکم در حجم کنترل، از روش آپویند مرتبه دو استفاده می‌شود و از الگوریتم سیمپل برای حل همزمان میدان‌های سرعت و فشار استفاده می‌گردد [۱۸]. به منظور بررسی اثر ایجاد مانع در تحریک جریان و تأثیر آن بر تغییرات دما و انتقال حرارت دیواره، معادله انرژی نیز توسط نرم‌افزار حل می‌شود. [۱۹] برای شبیه‌سازی عددی، تجزیه و تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی به صورت سه‌بعدی با استفاده از انسیس فلونت ۱۸ انجام می‌شود. از آپوند مرتبه دوم برای تفکیک معادلات استفاده می‌شود.



شکل ۲- شبکه‌بندی لوله با موانع مخروطی جایگذاری شده در آن



شکل ۳- (الف) نمای روبرو از شبکه‌بندی لوله و پوسته مبدل حرارتی، (ب) شبکه‌بندی لوله صاف

جدول ۴- مقدار عدد ناسلت در لوله در حضور موانع مخروطی با نسبت گام ۲ برای چهار شبکه‌بندی در عدد رینولدز ۸۰۰۰

ردیف	گره	عنصر	عدد ناسلت
۱	۲۷۷۰۲۷	۱۳۳۲۱۵۶	۰۲۰۶۰۵۸
۲	۳۵۷۸۳۵	۱۸۰۸۷۰۴	۲۴۳۹۰۵۹
۳	۴۳۳۳۹۵	۲۱۸۰۵۱۹	۲۷۵۴۰۶۰
۴	۵۱۱۰۰۹	۲۶۱۹۵۷۱	۸۶۷۱۰۶۰

**جدول ۵-** مقدار عدد ناسلت در لوله برای چهار شبکه‌بندی در عدد رینولدز ۸۰۰۰

ردیف	گره	عنصر	عدد ناسلت
۱	۲۸۶۰۹۷	۲۷۶۴۸۰	۱۴۲۳.۲۱
۲	۳۷۶۶۶۱	۳۶۵۰۴۰	۶۵۴۶.۲۱
۳	۴۳۶۰۲۹	۴۲۳۳۶۰	۱۲۵۱.۲۲
۴	۵۴۳۹۱۷	۵۲۹۲۰۰	۶۹۷۳.۲۲

برای شبکه‌بندی مدل از نرم‌افزار انسیس مش استفاده و از مش لایه مرزی نیز جهت نتایج دقیق‌تر استفاده شده است. در شکل (۲)، تولید شبکه برای یک نمونه برای جریان آشفته در لوله با مانع‌های مخروطی جایگذاری شده در آن و در شکل (۳) شبکه‌بندی لوله صاف نشان داده شده است.

### ۳-۳- استقلال از مش

استقلال از مش در تمام موارد تحلیل عددی مدنظر در این مطالعه انجام شده و مقدار عدد ناسلت به عنوان معیار انتخاب مناسب‌ترین شبکه‌بندی در نظر گرفته شده است. برای موانع از شبکه ریزتری استفاده شده است تا گردابه‌ها و اثرات آشفتگی جریان بهتر دیده شوند. برای این منظور در عدد رینولدز ۸۰۰۰ شبکه‌های مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد. جدول (۴) چهار شبکه‌بندی برای لوله در حضور موانع مخروطی با نسبت گام دو در عدد رینولدز ۸۰۰۰ و در جدول (۵) اطلاعات شبکه‌بندی مربوط به لوله صاف را نشان می‌دهد. بدین ترتیب که از یک مرحله شروع کرده و در هر مرحله مش‌ها ریزتر گردید تا جایی که در ۴۲۳۳۶۰ مش برای لوله صاف و ۲۱۸۰۵۱۹ برای لوله با موانع مخروطی جایگذاری شده در آن دیگر تغییرات عدد ناسلت نسبت به مرحله قبل تفاوت چندانی نداشت. حداکثر تغییرات نسبی که با استفاده از تغییرات سیستم شبکه بدست می‌آید در حدود ۳٪ است.

### ۴- معرفی روابط عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی

پارامترهای بی‌بعد در این تجزیه و تحلیل توسط روابط زیر تعریف می‌شود:

$$Nu = \frac{h_i D}{k} \quad (12)$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (13)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \frac{L}{D} \rho V^2} \quad (14)$$

انتخاب هندسه مناسب برای موانع قرار گرفته در داخل لوله در دستیابی به کارایی بهینه ابزار بسیار مهمی است. ضریب عملکرد حرارتی ضریب عملکرد حرارتی پارامتر مهمی است که تغییرات توأم پارامترهای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را بررسی می‌کند. با توجه به مطالعه کیم و وب [۱۷] نسبت عدد ناسلت به نسبت ضریب اصطکاک در توان مشابه پمپاژ به صورت زیر تعیین می‌شود.



$$\eta = \left( \frac{Nu}{Nu_s} \right) \left( \frac{f_s}{f} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

## ۵- نتیجه گیری

### ۵-۱- اعتبارسنجی نتایج

برای اطمینان از صحت نتایج، نتایج عددی حاضر بر روی حرارت و مشخصه‌های جریان سیال در یک لوله صاف در ابتدا به صورت عدد ناسلت و ضریب اصطکاک گزارش می‌شود. نتایج حاصل از لوله صاف با نتایج بدست آمده از رابطه‌های شناخته شده حالت پایدار دیتوس- بولتر [۲۰]، مودی [۲۱]، پتخوف [۳۶] و گنیلیسکی [۳۶] برای جریان آشفته توسعه یافته در لوله‌های دایره‌ای مقایسه می‌شوند. دیتوس - بولتر [۳۶] رابطه زیر را معرفی نمودند.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (12)$$

گنیلیسکی [۳۷] عدد ناسلت را به صورت زیر معرفی نمود:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}}-1)}, \quad (13)$$

$$3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^5$$

کی و کرای فورد [۳۸] عدد ناسلت را به صورت زیر معرفی نمود:

$$Nu = 0.0158 Re^{0.8} \quad (14)$$

برای تعیین ضریب اصطکاک در رابطه بالا از نمودار مودی می‌توان استفاده کرد. پتخوف [۳۹] رابطه زیر را برای ضریب اصطکاک ارائه داد :

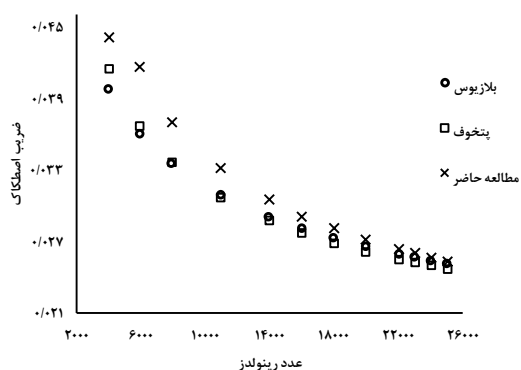
$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}, \quad (15)$$

$$3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6$$

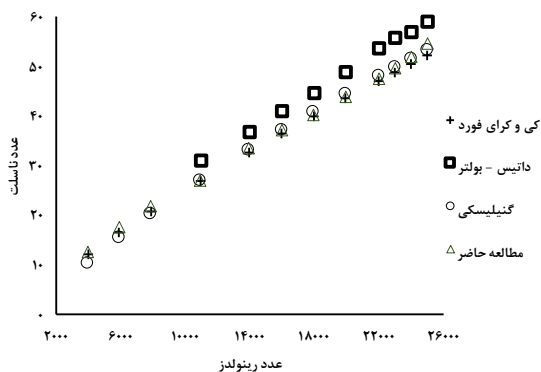
رابطه‌ای که از نمودار مودی [۴۰] بدست می‌آید.

$$f = 0.316 Re^{-0.25}, Re \leq 20000 \quad (16)$$

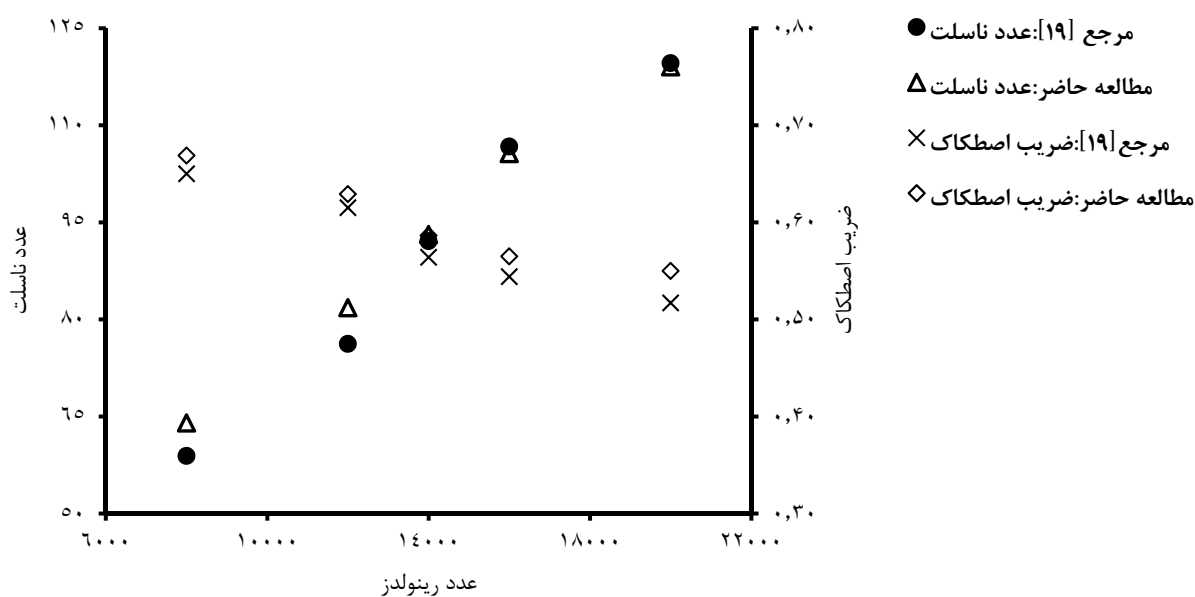
شکل‌های (۴) و (۵) مقایسه بین مطالعه حاضر و معادلات بدست آمده از مطالعات گذشته در شرایط پایدار جریان برای لوله صاف را نشان می‌دهند. انحراف  $\pm 0.5\%$  در مورد عدد ناسلت و  $\pm 0.7\%$  در مورد ضریب اصطکاک در مقایسه با لوله صاف دیده می‌شود. این انحراف کوچک در نتایج نشان از دقت حل عددی و صحت نتایج دارد. همچنین برای اعتبارسنجی حل عددی حاضر برای موانع مخروطی ثابت در داخل لوله، نتایج با نتایج مطالعه تجربی [۳۶] مقایسه شده است (شکل ۶). که با توجه به مقایسه خطای حل کمتر از دو درصد است.



شکل ۵- مقایسه ضریب اصطکاک بدست آمده برای لوله صاف در مطالعه حاضر با نتایج موجود



شکل ۴- مقایسه عدد ناسلت بدست آمده برای لوله صاف در مطالعه حاضر با نتایج موجود

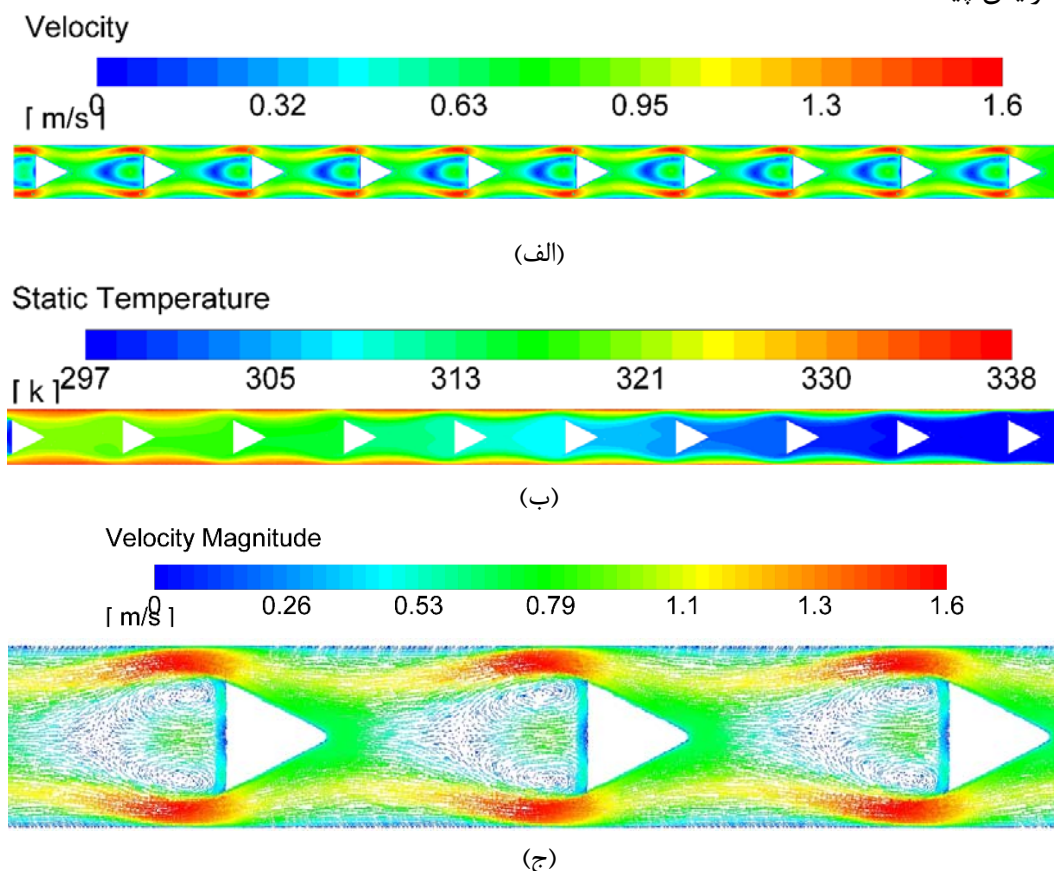


شکل ۶- مقایسه نتایج عددی مطالعه حاضر با نتایج تجربی [۱۹]

## ۵-۲- بررسی مشخصات جریان سیال

نتایج شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت در لوله که با موانع مخروطی جایگذاری شده است شامل کانتورهای سرعت، دما و انرژی جنبشی در عدد رینولدزهای ۴۰۰۰ و ۲۰۰۰۰ در شکل‌های (۷) تا (۱۱) نشان داده شده است در شکل‌های (۷) تا (۱۱) بردارهای سرعت بر روی صفحه‌ای در مرکز و در امتداد طول لوله در طول دو گام رسم شده است. سرعت جریان در روی مخروط به دلیل کاهش سطح مقطع افزایش یافته و جت سیالی تشکیل شده باعث افزایش ضریب انتقال حرارت محلی می‌شود. به‌علاوه دیده می‌شود که در پشت مخروط جریان دچار چرخش شده و گردابه ایجاد می‌شود. این گردابه‌ها عامل همزنی جریان بوده و تا

محدوده‌ای ضریب انتقال حرارت را تحت تأثیر قرار می‌دهند. در لوله صاف در ورودی جریان به صورت منظم بوده ولی رفته‌رفته ویسکوزیته اثر کرده و ذرات کنار دیوار شروع به ساکن شدن می‌کنند و با افزایش طول ضخامت لایه مرزی نیز افزایش می‌یابد ولی هنگامی که مانع در مسیر جریان عبوری از لوله قرار داده می‌شود ابتدا جریان منظم بوده اما پس از برخورد به اولین مانع ساختار جریان به هم می‌ریزد بعد از مانع جریان می‌خواهد دوباره شکل خود را بگیرد ولی باز با مانع بعدی برخورد می‌نماید؛ و این موضوع تکرار می‌شود. در این حالت افزایش ضخامت لایه مرزی به‌طور دائم اتفاق نمی‌افتد. در واقع ذرات کنار دیواره در اثر اصطکاک رفته‌رفته انرژی خود را از دست داده و به حالت سکون می‌رسند. ولی در حالت تحریک انرژی ذرات در برخورد به مانع و دیگر ذرات افزایش یافته و با دور شدن از حالت سکون ضخامت لایه مرزی کاهش می‌یابد. در موانع متحرک به جای افزایش توربولانسی چرخش جریان را داریم. تغییر در پروفیل سرعت تغییر در پروفیل دما را به همراه دارد. در مورد موانع با برخورد سیال به مانع و به علت به هم زنی و توربولانسی بالا دمای سیال سمت دیواره شروع به افزایش می‌کند و نفوذ حرارت در محل موانع مشهود می‌باشد. در منطقه گردابه، سیال محبوس در گردابه که دمایی به مراتب کمتر از دمای دیواره دارد انرژی دریافت می‌کند. از طرف دیگر به خاطر پایین بودن خاصیت هدایت حرارتی سیال محبوس مانند یک عایق حرارتی مانع انتقال حرارت دیواره به سیال متحرک می‌گردد. با توجه به توزیع سرعت در شکل (۷)، جت سیال و گردابه‌های تشکیل شده در پشت و اطراف مانع مخروطی افزایش سرعت را باعث می‌شوند تا رشد لایه مرزی به تأخیر افتاده و در نتیجه انتقال حرارت افزایش پیدا کند.

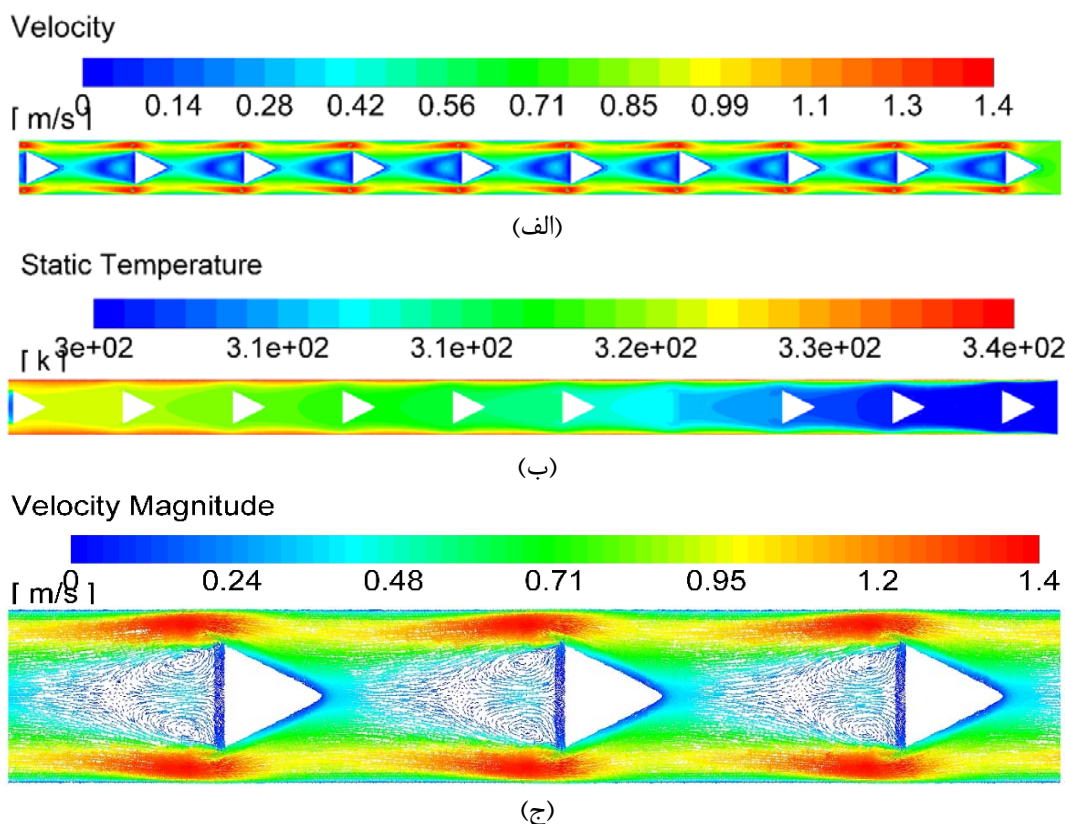


شکل ۷- کانتورهای الف) سرعت، ب) دما، ج) خط جریان در طول لوله در عدد رینولدز ۴۰۰۰

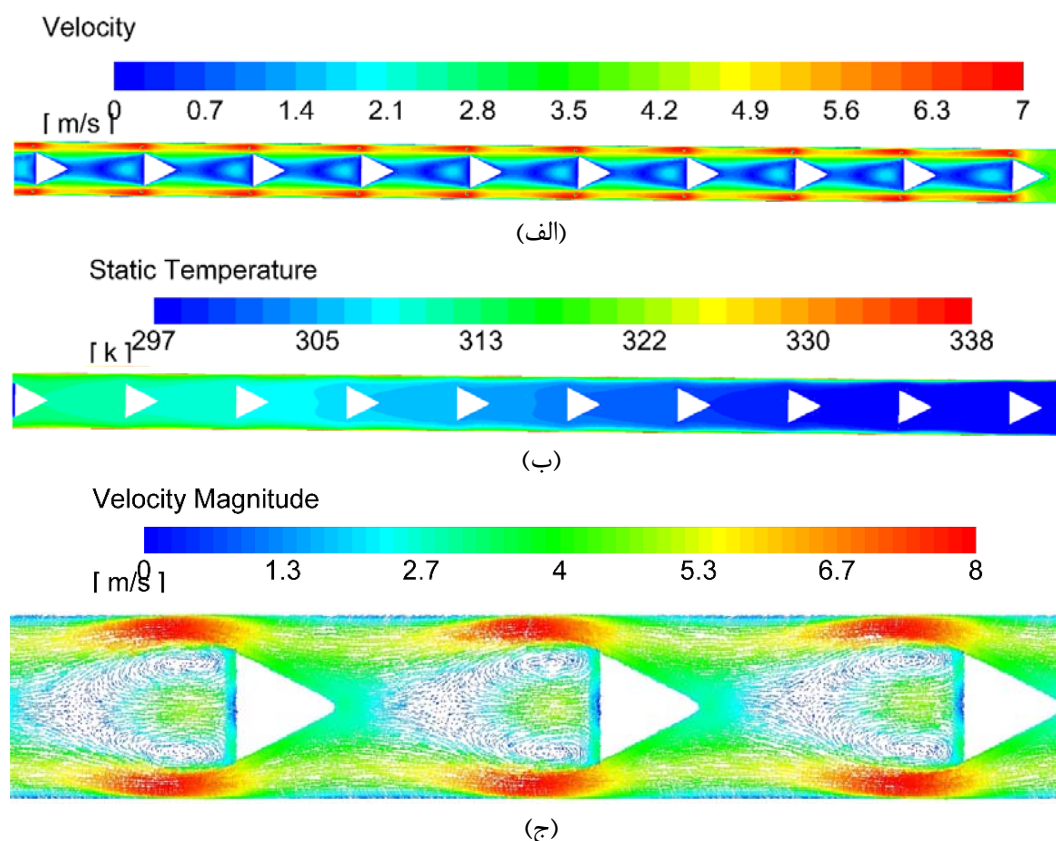
از این شکل نتیجه می‌شود که در نواحی نزدیک دیواره لوله در قسمتی که موانع مخروطی وجود دارد به دلیل کاهش سطح مقطع لوله جت سیال تشکیل می‌شود. این موضوع بر روی تبادل حرارت تأثیر گذاشته و دلیل آن افزایش اختلاط سیال در نواحی نزدیک دیوار و دور از دیواره می‌باشد. توزیع دما در داخل سیال که در کانتور توزیع دما نشان داده شده است این موضوع را تأیید می‌کند. همچنین گردابه‌های تشکیل شده در پشت مانع مخروطی به افزایش تبادل انرژی حرارتی بین لایه‌های مختلف سیال کمک کرده و میزان تبادل حرارت را افزایش می‌دهد.

در شکل (۸) مشاهده می‌شود با قرار دادن مانع مخروطی گردابه‌هایی در پشت مانع و نیز گردابه‌های طولی از کنار آن به وجود می‌آید هدر رفت انرژی پیش آمده و افت فشار ایجاد می‌شود. همچنین به دلیل وجود مانع و انسداد مسیر، کاهش فشار دینامیکی و افزایش سطح تماس سیال در مقایسه با لوله صاف انتقال حرارت افزایش می‌یابد. از کانتور دما مشخص است که حضور مانع در داخل لوله ضریب انتقال حرارت را افزایش داده لذا دمای سیال سمت لوله، به‌خصوص در قسمت نزدیک دیواره لوله افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش را می‌توان ناشی از حضور جت سیال تشکیل شده در کنار دیواره و گردابه‌های تشکیل شده پشت مانع دانست که باعث انتقال انرژی حرارتی از کنار دیوار لوله به سمت مرکز لوله می‌شوند. همچنین با حرکت به سمت انتهای لوله اثرات تحریک در میدان جریان بیشتر اثرات خود را نشان می‌دهد.

در شکل (۹) دوران مانع باعث افزایش سرعت در داخل گردابه و کاهش سرعت در خارج از دنباله می‌گردد که با افزایش سرعت دورانی این تغییرات متفاوت است.



شکل ۸- کانتورهای الف) سرعت، ب) دما، ج) خط جریان در طول لوله در عدد رینولدز  $4000$  و سرعت  $50$  دور بر دقیقه.

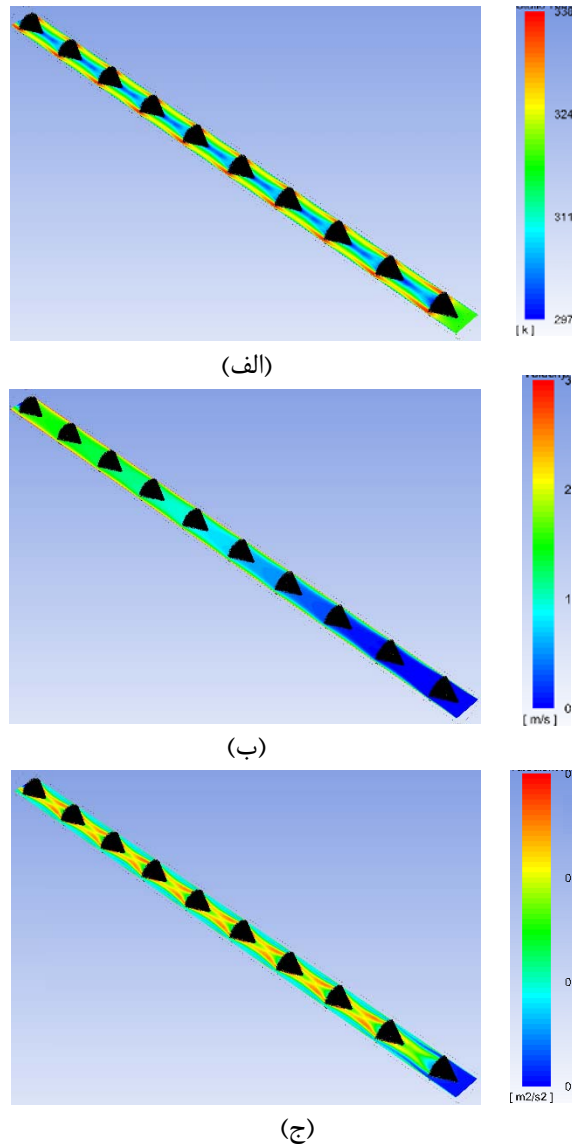


شکل ۹- کانتورهای الف) مقدار سرعت، ب) دما، ج) خط جریان در طول لوله در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ و سرعت ۵۰ دور بر دقیقه.

نتایج شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت در لوله که با موانع مخروطی جایگذاری شده است شامل کانتورهای سرعت، دما و انرژی جنبشی در عدد رینولدز ۸۰۰۰ در شکل (۱۰) به صورت سه‌بعدی نشان داده شده است. با توجه به کانتور سرعت، مانع مخروطی باعث جدایش لایه مرزی و در نتیجه افزایش تنش برشی دیواره و افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار نسبت به حالت لوله صاف می‌گردد. شیب سرعت در لایه مرزی به‌طور قابل توجهی افزایش یافته است که باعث تسریع لایه مرزی حرارتی می‌شود و از این‌رو انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. توزیع سرعت برای سرعت‌های مختلف در شکل (۱۱) ترسیم گردیده است. پدیده جدایش در بعد از موانع کاملاً واضح است شدت جدایش یکی از دلایل مؤثر بودن مانع است.

### ۵-۳- بررسی سرعت و گردابه‌های تشکیل شده در اثر حضور مانع مخروطی در داخل لوله

مانع مخروطی باعث جدایش لایه مرزی و در نتیجه افزایش تنش برشی دیواره و افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار نسبت به حالت لوله صاف می‌گردد. توزیع‌های سرعت نشان داده شده در شکل (۱۲) نشان می‌دهد که سرعت جریان محوری در نزدیکی لوله دیواره با قرار دادن مانع مخروطی به دلیل کاهش سطح مقطع جریان سیال افزایش زیادی می‌یابد.



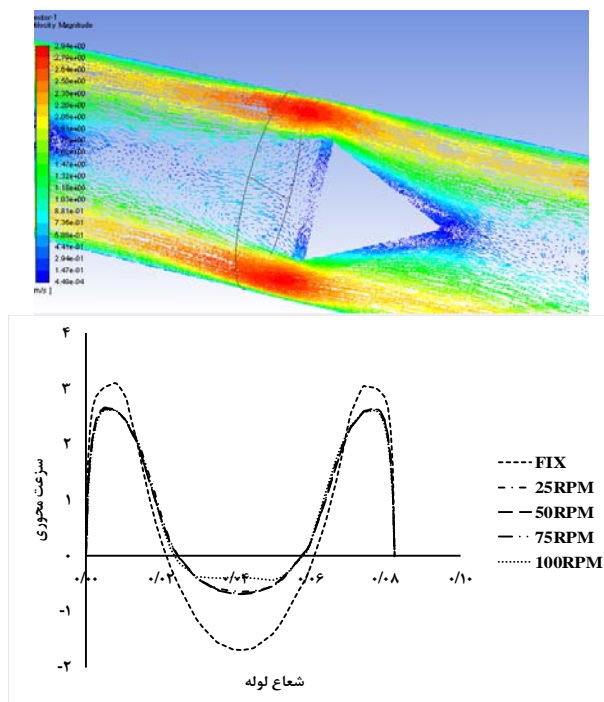
شکل ۱۰- کانتورهای الف) سرعت، ب) دما، ج) انرژی جنبشی آشفتگی در طول لوله در عدد رینولدز ۸۰۰۰ و سرعت ۵۰ دور بر دقیقه

شیب سرعت در لایه مرزی به طور قابل توجهی افزایش یافته است که باعث تسریع لایه مرزی حرارتی می شود و از این رو انتقال حرارت را افزایش می دهد. با این وجود، سرعت جریان محوری در اطراف منطقه هسته ای به دلیل وجود مانع کاهش می یابد که در حالت دورانی این کاهش بیشتر است. توزیع های سرعت در چهار مقطع در پشت مانع مخروطی در شکل (۱۲) نشان داده شده است.

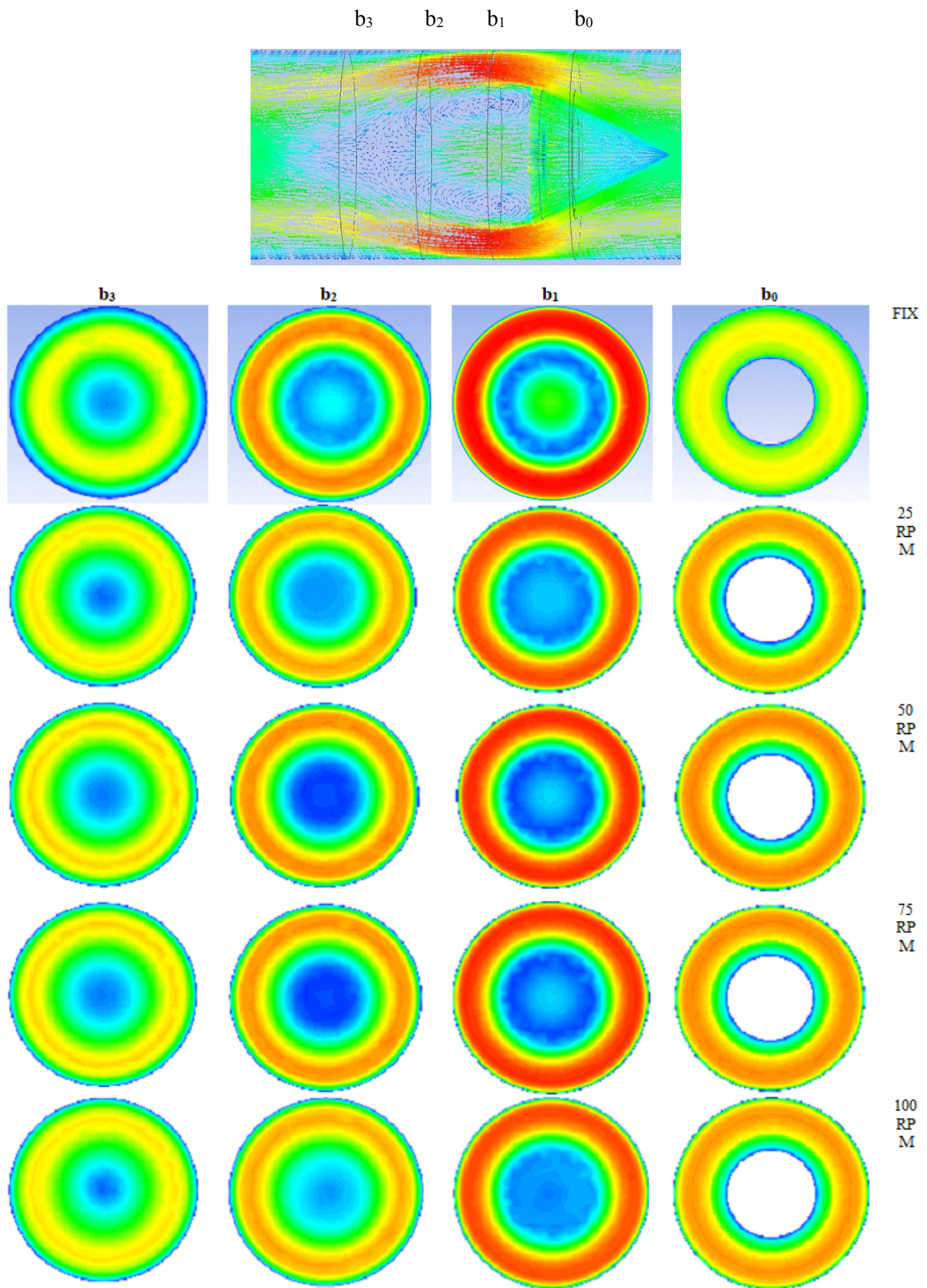
#### ۵-۴- بررسی تغییرات عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی

در شکل (۱۳) به واسطه استفاده از مانع ها، نسبت عدد ناسلت با توجه به انسداد ایجاد شده نسبت به حالت بدون مانع افزایش می یابد. پس از مانع ضخامت لایه مرزی افزایش یافته و در مرحله بعدی گردابه جدا شده از پشت مانع جریان داخل لایه مرزی را تحت تأثیر قرار می دهد. با تکرار موانع سعی شده این تحریک ادامه یابد.

به دلیل تعداد زیاد موانع، جتی از سیال در مجاورت جدار تشکیل شده است که می‌تواند به شدت انتقال حرارت را افزایش دهد. در شکل (۱۳) نسبت عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد و بیشترین مقدار افزایش انتقال حرارت در اثر استفاده از مانع‌های مخروطی در کمترین عدد رینولدز است که در این حالت این نسبت تقریباً چهار برابر شده است. همچنین مشاهده می‌شود که در سرعت دورانی ۵۰ دور بر دقیقه این نسبت از مقدار بالاتری نسبت به بقیه سرعت‌ها برخوردار است و می‌توان نتیجه گرفت که برای مانع یک سرعت دورانی بهینه وجود دارد که در آن انتظار بیشتری افزایش انتقال حرارت را می‌توان داشت اگرچه نحوه قرارگیری موانع در داخل لوله، هندسه مانع، شرایط سیال عامل و ... در این نتیجه تأثیرگذار است. با توجه به شکل (۱۴) وجود موانع به دلیل افزایش جریان چرخشی و جریان برگشتی نسبت به لوله صاف ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. در اثر استفاده از این مانع‌ها افت فشار به شدت افزایش می‌یابد و به علت متناسب بودن افت فشار با توان دوم عدد رینولدز، مقادیر افت فشار در اعداد رینولدز بالا بسیار زیاد می‌باشد. قرار دادن مانع بر سر راه جریان باعث کاهش مساحت مقطع می‌شود که این کاهش یا انقباض ناگهانی منجر به ایجاد افت‌های موضعی می‌گردد و در نتیجه افت فشار جریان و ضریب اصطکاک آن را افزایش می‌دهد. همچنین افزایش مساحت سطح تماس و زمان ماندگاری طولانی جریان در لوله منجر به افزایش ضریب اصطکاک می‌شود. در شکل (۱۴) مشاهده می‌شود که از یک عدد رینولدز به بعد تغییرات فشار چشمگیر نبوده و روند ثابتی را طی می‌کند.

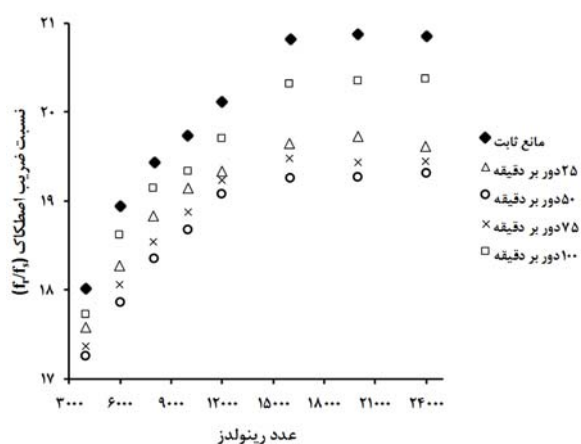


شکل ۱۱- توزیع سرعت محوری حاصل از نتایج عددی در مقطع لوله برای موانع مختلف

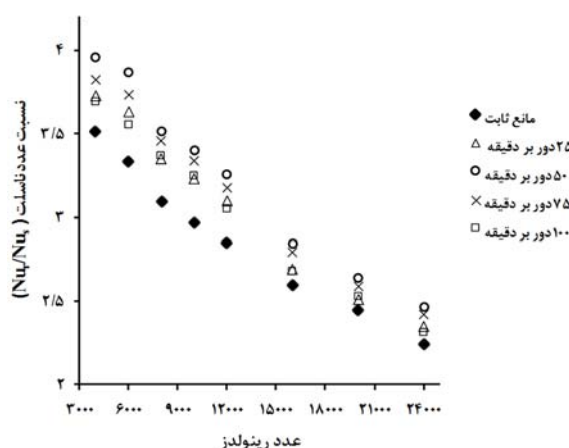


شکل ۱۲- نمایش توزیع‌های سرعت در چهار مقطع در پشت مانع مخروطی





شکل ۱۴- تغییرات ضریب اصطکاک<sup>۲</sup> بر حسب عدد رینولدز در سرعت دورانی ۰ تا ۱۰۰ دور بر دقیقه



شکل ۱۳- تغییرات نسبت عدد ناسلت<sup>۱</sup> بر حسب عدد رینولدز در سرعت دورانی ۰ تا ۱۰۰ دور بر دقیقه

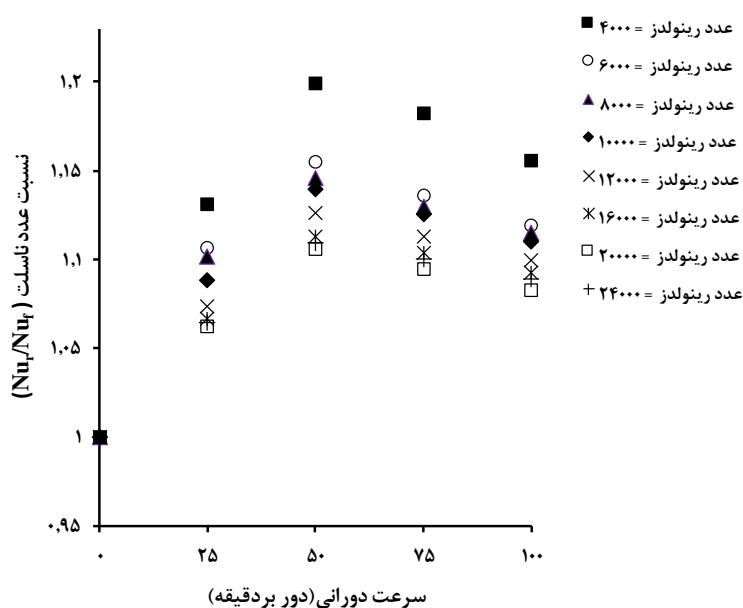
در شکل (۱۵) تغییرات نسبت عدد ناسلت<sup>۳</sup> بر حسب سرعت دورانی برای مانع مخروطی را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که استفاده از موانع مخروطی در داخل لوله انتقال حرارت را به میزان قابل توجهی بالاتر نسبت به لوله صاف و موانع ثابت در داخل لوله است. این نشان می‌دهد که اثرات جریان معکوس و اختلال در لایه مرزی می‌تواند به افزایش انتقال حرارت جابجایی و به فرآیندهای حرارتی کمک کند. منطقه جریان برگشتی می‌تواند ضریب انتقال حرارت جابجایی را بهبود بخشد و به اثر افزایش عدد رینولدز در افزایش انتقال حرارت کمک کند. گردابه‌های صادر شده از مانع مخروطی در حالت دوران منطقه بیشتری از کناره دیواره را تحت تأثیر قرار می‌دهند که می‌تواند دلیلی بر بهبود بیشتر انتقال حرارت در حضور مانع مخروطی دورانی باشد. ماکزیمم نسبت مربوط به عدد رینولدز ۴۰۰۰ در سرعت دورانی ۵۰ دور بر دقیقه است. افزایش مقدار ناسلت در این حالت ۱۲۰ درصد است. در جدول (۶) نسبت عدد ناسلت مانع متحرک نسبت به مانع ثابت در داخل لوله جهت مقایسه آورده شده است. دیده می‌شود که در محل موانع ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

شکل (۱۶) تغییرات نسبت ضریب اصطکاک بر حسب سرعت دورانی در عدد رینولدزهای مختلف و در حضور موانع مخروطی را نشان می‌دهد. دلیل کاهش فشار در طول لوله، افزایش سطح تماس بین سیال و موانع است. همچنین هدر رفت فشار دینامیکی در اثر وجود مخروط به همراه گردابه‌های تشکیل شده بعد از موانع که مصرف کننده انرژی هیدرولیکی سیال می‌باشند از جمله دیگر عوامل افت فشار در طول لوله هستند. نتایج حاصل از این حل عددی نشان می‌دهد که در محل موانع مخروطی ناسلت موضعی افزایش یافته و همچنین با افزایش عدد رینولدز این افزایش در عدد ناسلت بیشتر می‌شود. همچنین نتایج نشان از افزایش افت فشار در محل موانع دارد. از این رو نیاز به بررسی تغییرات توأم این دو پارامتر است.

<sup>۱</sup> نسبت عدد ناسلت در حالت جایگذاری مانع دورانی در داخل لوله نسبت به لوله بدون مانع در شرایط مشابه  $(Nu_t/Nu_s)$

<sup>۲</sup> نسبت ضریب اصطکاک در حالت جایگذاری مانع دورانی در داخل لوله نسبت به لوله بدون مانع در شرایط مشابه  $(f_r/f_s)$

<sup>۳</sup> نسبت عدد ناسلت در حالت جایگذاری مانع دورانی نسبت به لوله با مانع ثابت در داخل لوله در شرایط مشابه  $(Nu_t/Nu_s)$



شکل ۱۵- تغییرات نسبت عدد ناسلت<sup>۱</sup> بر حسب سرعت دورانی در عدد رینولدزهای مختلف

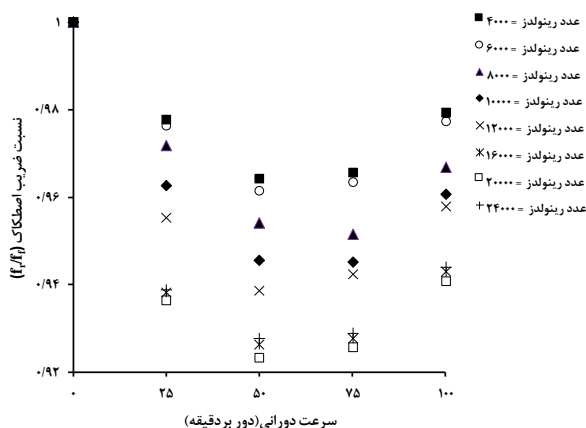
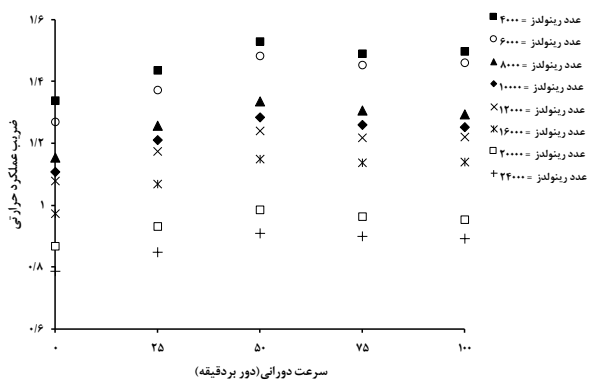
جدول ۶- ماکزیمم نسبت عدد ناسلت مانع متحرک به مانع ثابت در داخل لوله در سرعت‌های مختلف

سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	ثابت	۲۵	۵۰	۷۵	۱۰۰
عدد رینولدز	۲۴۰۰۰-۴۰۰۰	۲۴۰۰۰-۴۰۰۰	۲۴۰۰۰-۴۰۰۰	۲۴۰۰۰-۴۰۰۰	۲۴۰۰۰-۴۰۰۰
نسبت عدد ناسلت <sup>۲</sup>	۳/۵۱	۳/۷۲	۳/۹۵	۳/۸۲	۳/۶۸

ضریب عملکرد حرارتی یک جنبه بسیار مهم برای استفاده از مبدل حرارتی است که با معادله (۱۵) محاسبه می‌شود. در شکل (۱۷) مقدار این ضریب بر حسب سرعت دورانی برای عدد رینولدزهای مختلف رسم شده است. همان‌طور که دیده می‌شود، ضریب عملکرد کلی مانع‌ها با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. کمترین ضریب عملکرد حرارتی در عدد رینولدز ۲۴۰۰۰ با مقدار ۰/۷۸۷ و بیشترین در رینولدز ۴۰۰۰ با مقدار ۱/۵۳ مشاهده می‌شود. اگر چه در حالت دوران مانع، این ضریب نسبت به حالتی که مانع ثابت است افزایش دارد و تحریک جریان توسط مانع توجیه‌پذیر می‌شود؛ اما به نظر می‌رسد در اعداد رینولدز بالا به دلیل اینکه جریان بدون استفاده از این مانع‌ها هم دارای اغتشاش زیادی است، نصب مانع‌ها و افزایش اغتشاشات جریان، بیشتر از اینکه بر انتقال حرارت تأثیر بگذارد باعث افزایش افت فشار و متعاقباً کاهش ضریب عملکرد کلی می‌شود. در جدول (۷) مقادیر شار حرارتی آورده شده است. به دلیل مؤمنتم لایه مرزی ایجاد شده در نزدیکی مانع‌ها سرعت افزایش می‌یابد که این خود باعث افزایش شار حرارتی می‌گردد. با افزایش سرعت دورانی مانع، شار حرارتی منتقل شده از مانع به سیال افزایش می‌یابد.

<sup>۱</sup>نسبت عدد ناسلت در حالت جایگذاری مانع دورانی نسبت به لوله با مانع ثابت در داخل لوله در شرایط مشابه  $(Nu_f/Nu_f)$

<sup>۲</sup> $Nu_f/Nu_f$



شکل ۱۶- تغییرات ضریب اصطکاک<sup>۱</sup> بر حسب سرعت

شکل ۱۷- تغییرات ضریب عملکرد حرارتی بر حسب

دورانی در عدد رینولدزهای مختلف

دورانی در عدد رینولدزهای مختلف

با افزایش سرعت دورانی مانع برای داشتن مقدار معینی شار حرارتی بالاتر نیازمند چرخش مانع است. از آنجایی که کارایی یکسان باید سازگار با کاهش سطح مقطع عرضی جریان شود منجر به افزایش سرعت متوسط جریان و گرادیان دما می‌شود. با دوران مانع شار حرارتی منتقل شده از مانع به سیال افزایش بیشتری می‌یابد و در یک سرعت دورانی مشخص به بیشترین مقدار خود می‌رسد.

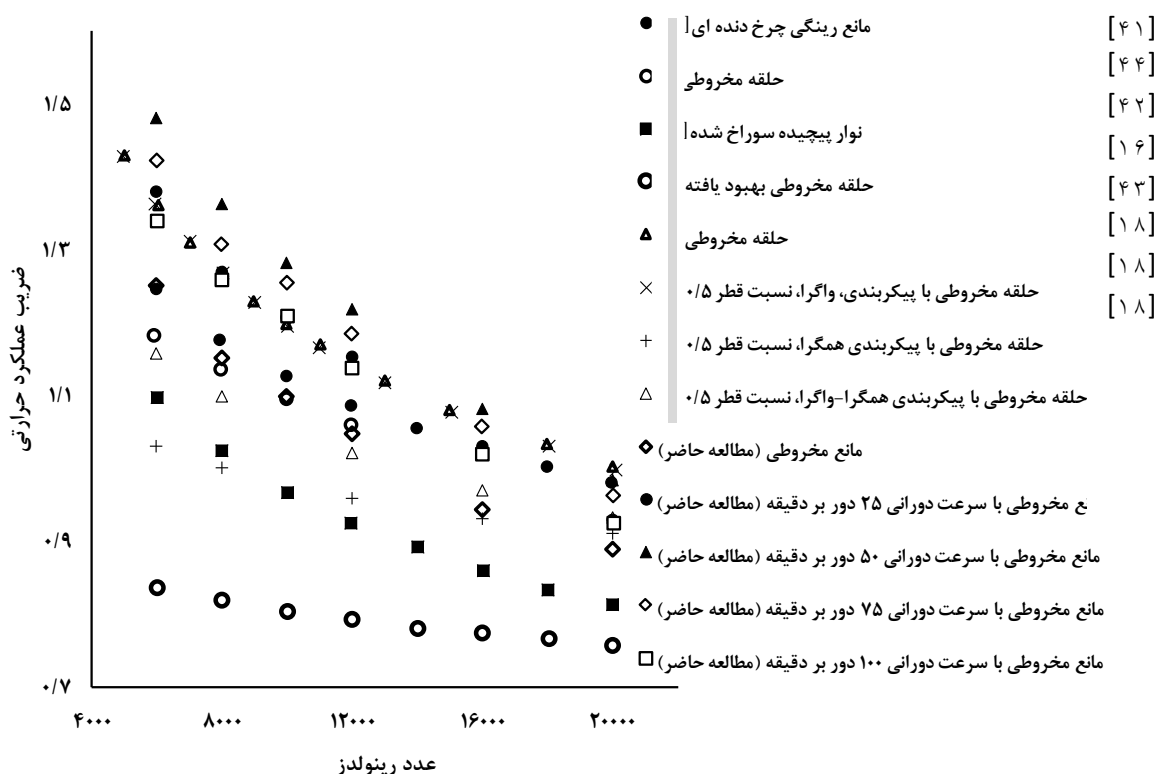
### ۵-۵- مقایسه با مطالعه‌های قبلی

مقایسه کار حاضر با برخی از مطالعات گذشته [۴۱]، [۴۲]، [۱۸]، [۱۶]، [۴۳] و [۴۴] در شکل (۱۸) مشاهده می‌شود. در این شکل نتیجه پارامترهای حرارتی این تحقیق با تحقیقات قبلی مقایسه شده که تطابق خوبی را نشان می‌دهد.

جدول ۷- نسبت شار حرارتی مانع متحرک به مانع ثابت در داخل لوله در سرعت‌های مختلف

عدد رینولدز	۴۰۰۰	۶۰۰۰	۸۰۰۰	۱۰۰۰۰	۱۲۰۰۰	۱۶۰۰۰	۲۰۰۰۰	۲۴۰۰۰
سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	۲۵-۱۰۰	۲۵-۱۰۰	۲۵-۱۰۰	۲۵-۱۰۰	۲۵-۱۰۰	۲۵-۱۰۰	۲۵-۱۰۰	۲۵-۱۰۰
نسبت شار حرارتی مانع متحرک به مانع ثابت	۰/۱-۹۳/۱	-۱/۰۸	-۱/۰۲	-۱/۰۱	-۰/۹۹	-۰/۹۶	-۱/۰۴	-۱/۰۸

<sup>۱</sup> نسبت ضریب اصطکاک در حالت جایگذاری مانع دورانی نسبت به لوله با مانع ثابت در داخل لوله در شرایط مشابه ( $f_t/f_r$ )



شکل ۱۸- مقایسه مطالعه تجربی حاضر با پژوهش‌های قبلی

#### ۵-۶- ارائه معادلات مربوط به محاسبه مقدار ضریب اصطکاک و عدد ناسلت برای مانع مخروطی در داخل لوله با استفاده از نتایج مطالعه حاضر

بسیاری از محققین مانند [۴۵]، [۴۶] و [۴۷] از روش‌های آماری برای توسعه پیشرفت همبستگی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک استفاده کردند و نتیجه گرفتند که این همبستگی‌های آماری قادر به پیش‌بینی عملکرد مبدل حرارتی است. با توجه به نتایج تجربی بدست آمده برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی با توجه به پارامترهای مختلف جریان و هندسه مانع در جریان داخلی و بر اساس تجزیه و تحلیل رگرسیون، همبستگی به دست آمده برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک عملکرد حرارتی توسط معادله‌های (۱۷) تا (۲۰) ارائه می‌شود. این همبستگی‌ها کاملاً بر اساس نتایج حاصل شده در محدوده دما و فشار حاصل از مطالعه حاضر است و تنها برای هوا به عنوان سیال کاری و همان نوع هندسه ورودی که در مطالعه حاضر استفاده می‌شود، اعتبار دارد. بر اساس تجزیه و تحلیل رگرسیون و همبستگی بدست آمده، دیده می‌شود که انحراف مقدار تجربی و پیش‌بینی شده به ترتیب برای ضریب اصطکاک، عدد ناسلت  $\pm 0.5\%$ ،  $\pm 0.8\%$  می‌باشد. مقدار ضریب اصطکاک و عدد ناسلت برای مانع متحرک داخل لوله با معادلات (۱۷) و (۱۸) قابل محاسبه است.

$$f = 3.0925 \left[ \left( n^{-0.05659} \right) - 0.2026 \right] \left[ Re^{-0.15254} \right] \quad (17)$$

$$Nu = 1.102079 \left[ n^{0.141104} \right] \left[ Re^{0.426618} \right] \left[ pr^{0.4} \right] \quad (18)$$

## ۶- نتیجه گیری

- در این پژوهش تحریک جریان اصلی داخل لوله با ۱۰ عدد مخروط در گام ثابت دو با سرعت دورانی ۰ تا ۱۰۰ دور بر دقیقه به روش عددی مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج این کار به شرح زیر است:
- ۱- قراردادن مانع و دادن سرعت به آن، با افزایش آشفتگی در جریان سیال و جریان ثانویه انتقال حرارت را در مبدل حرارتی افزایش می دهد.
  - ۲- ضریب عملکرد حرارتی را در بیشترین مقدار حدود ۱/۵ برابر لوله صاف افزایش می دهد.
  - ۳- قراردادن مانع مخروطی دورانی، افت فشار درون لوله را افزایش می دهد و همچنین افت فشار حدود ۱۷ برابر لوله صاف افزایش می دهد؛ امانسبت به زمانی که مانع مخروطی به صورت ثابت درون لوله جایگذاری شده است افت فشار ۵ تا ۸ درصد کاهش می یابد. همچنین از ۵۰ تا ۱۰۰ دور بر دقیقه افت فشار تغییر چندانی ندارد.
  - ۴- از نتایج، می توان نتیجه گرفت که مانع های با سرعت دورانی بالاتر، ضریب انتقال حرارت بیشتری را نسبت به لوله صاف بدون درج موانع می دهد.
  - ۵- حداکثر ضریب عملکرد حرارتی که در این مطالعه بدست آمد ۱/۵ برابر لوله صاف و حداکثر مقدار عدد ناسلت ۳/۹ برابر لوله صاف در عدد رینولدز ۴۰۰۰ و سرعت دورانی ۵۰ دور بر دقیقه بود.
  - ۶- نتایج عددی نشان می دهد که انتقال حرارت و ضریب اصطکاک به ترتیب در حدود ۲/۲-۳/۹ و ۱۷-۲۲ برابر در مقایسه با لوله ساده افزایش یافته است و عملکرد کلی انتقال حرارت در محدوده ۱/۵-۰/۸ است.

## مراجع

- [1] Saha, S.K., "Thermal and Friction Characteristics of Turbulent Flow Through Rectangular and Square Ducts with Transverse Ribs and Wire-coil Inserts", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp. 575-589, (2010).
- [2] Deshmukh, P.W., and Vedula, R.P., "Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Turbulent Flow Through a Circular Tube Fitted with Vortex Generator Inserts", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 79, pp. 551-560, (2014).
- [3] Gorman, J., Sparrow, E.M., Ilamparuthi, S., and Minkowycz, W.J., "Effect of Fan-generated Swirl on Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in a Pipe", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 95, pp. 1019-1025, (2016).
- [4] You, Y., Fan, A., Liang, Y., Jin, S., Liu, W., and Dai, F., "Entropy Generation Analysis for Laminar Thermal Augmentation with Conical Strip Inserts in Horizontal Circular Tubes", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 88, pp. 201-214, (2015).
- [5] Bahiraei, M., Gharagozloo, K., and Moayedi, H., "Experimental Study on Effect of Employing Twisted Conical Strip Inserts on Thermohydraulic Performance Considering Geometrical Parameters", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 149, pp. 169-178, (2020).
- [6] Liu, P., Zheng, N., Shan, F., Liu, Z., and Liu, W., "Heat Transfer Enhancement for Laminar Flow in a Tube using Bidirectional Conical Strip Inserts", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 127, pp. 1064-1076, (2018).

- [7] Ibrahim, M.M., Essa, M.A., and Mostafa, N.H., "A Computational Study of Heat Transfer Analysis for a Circular Tube with Conical Ring Turbulators", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 137, pp. 138-160, (2019).
- [8] Liu, P., Zheng, N., Shan, F., Liu, Z., and Liu, W., "An Experimental and Numerical Study on the Laminar Heat Transfer and Flow Characteristics of a Circular Tube Fitted with Multiple Conical Strips Inserts", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 117, pp. 691-709, (2018).
- [9] Pourramezan, M., and Ajam, H., "Modeling for Thermal Augmentation of Turbulent Flow in a Circular Tube Fitted with Twisted Conical Strip Inserts", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 105, pp. 509-518, (2016).
- [10] Pourramezan, M., Ajam, H., Raoufi, M.A., and Abadeh, A., "Performance Evaluation and Optimization of Design Parameters for Twisted Conical Strip Inserts in Tubular Laminar Flow using Taguchi Approach", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 152, pp. 106324, DOI:10.1016/j.ijthermalsci.2020.106324, (2020).
- [11] Liu, P., Zheng, N., Liu, Z., and Liu, W., "Thermal-hydraulic Performance and Entropy Generation Analysis of a Parabolic Trough Receiver with Conical Strip Inserts", *Energy Conversion and Management*, Vol. 179, pp. 30-45, (2019).
- [12] You, Y., Fan, A., Liu, W., and Huang, S., "Thermo-hydraulic Characteristics of Laminar Flow in an Enhanced Tube with Conical Strip Inserts", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 61, pp. 28-37, (2012).
- [13] Cao, Z., and Xu, J., "Modulated Heat Transfer Tube with Short Conical-mesh Inserts: A Linking from Microflow to Macroflow", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 89, pp. 291-307, (2015).
- [14] Fan, A., Deng, J., Guo, J., and Liu, W., "A Numerical Study on Thermo-hydraulic Characteristics of Turbulent Flow in a Circular Tube Fitted with Conical Strip Inserts", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 2819-2828, (2011).
- [15] Liu, P., Zheng, N., Rui, L., Shan, F., Liu, Z., and Liu, W., "PIV Measurement of Flow Structures in a Circular Heat Exchange Tube with Central Slant Rod Inserts", *Energy Procedia*, Vol. 142, pp. 3793-3798, (2017).
- [16] Kongkai-paiboon, V., Nanan K., and Eiamsa-Ard, S., "Experimental Investigation of Heat Transfer and Turbulent Flow Friction in a Tube Fitted with Perforated Conical-rings", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 560-567, (2010).
- [17] Muthusamy, C., Vivar, M., Skryabin, I., and Srithar, K., "Effect of Conical Cut-out Turbulators with Internal Fins in a Circular Tube on Heat Transfer and Friction Factor", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 64-68, (2013).
- [18] Promvong, P., "Heat Transfer Behaviors in Round Tube with Conical Ring Inserts", *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, pp. 8-15, (2008).

[۱۹] وحیدی فر، س.، کهرم، م.، ماموریان، م.، "مطالعه‌ی تجربی انتقال حرارت تحریک‌شده در لوله با موانع مختلف در جریان‌های مغشوش"، *مجله مهندسی مکانیک*، صفحه ۶۵-۷۱، (۱۳۹۵).

- [20] Salari, S., and K Gouldarzi, K., "Effects of Tube Geometry with Turbulator on Increasing the Thermal Performance of the Heaters used in Gas Stations", *Energy: Engineering & Management*, Vol. 8, pp. 40-49, (2018).
- [21] Al-Obaidi, A.R., and Sharif, A., "Investigation of the Three-dimensional Structure, Pressure Drop, and Heat Transfer Characteristics of the Thermohydraulic Flow in a Circular Pipe with Different Twisted-tape Geometrical Configurations", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 143, No. 5, pp. 1-26, (2020).
- [22] Virgilio, M., Mayo, I., Dedeyne, J., Van Geem, K.M., Marin, G.B., and Arts, T., "Effects of 2-D and 3-D Helical Inserts on the Turbulent Flow in Pipes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 110, pp. 109-123, (2020).
- [23] Promvong, P., and Skullong, S., "Thermo-hydraulic Performance in Heat Exchanger Tube with V-shaped Winglet Vortex Generator", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 164, pp. 114-124, (2020).
- [24] Nalavade, S.P., Prabhune, C.L., and Sane, N.K., "Effect of Novel Flow Divider Type Turbulators on Fluid Flow and Heat Transfer", *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 9, pp. 322-331, (2019).
- [25] Verma, A., Kumar, M., and Patil, A.K., "Enhanced Heat Transfer and Frictional Losses in Heat Exchanger Tube with Modified Helical Coiled Inserts", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 3137-3150, (2018).
- [26] Suri, A.R.S., Kumar, A., and Maithani, R., "Experimental Investigation of Heat Transfer and Fluid Flow Behaviour in Multiple Square Perforated Twisted Tape with Square Wing Inserts Heat Exchanger Tube", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 1813-1826, (2018).
- [27] Sharafeldeen, M., Berbish, N.S., Moawed, M.A., and Ali, R.K., "Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop of Turbulent Flow Inside Tube with Inserted Helical Coils", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 1265-1276, (2017).
- [28] Kamboj, K., Singh, G., Sharma, R., Panchal, D., and Hira, J., "Heat Transfer Augmentation in Double Pipe Heat Exchanger using Mechanical Turbulators", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 553-567, (2017).
- [29] Cheng, J., Qian, Z., Wang, Q., Fei, C., and Huang, W., "Numerical Study of Heat Transfer and Flow Characteristic of Twisted Tube with Different Cross Section Shapes", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 823-844, (2019).
- [30] Barzegar, A., and Vahid, D.J., "Numerical Study on Heat Transfer Enhancement and Flow Characteristics of Double Pipe Heat Exchanger Fitted with Rectangular Cut Twisted Tape", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 3455-3472, (2019).
- [31] Yadav, S., Paulraj, M.P., and Sahu, S.K., "Thermal Performance of Air to Water Heat Exchanger with Plain Surface Disc Turbulators: Experimental and Numerical Study", *Heat and Mass Transfer*, pp. 1-15, (2020).

- [32] Noorbakhsh, M., Zaboli, M., and Ajarostaghi, S.S.M., "Numerical Evaluation of the Effect of using Twisted Tapes as Turbulator with Various Geometries in Both Sides of a Double-pipe Heat Exchanger", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, pp. 1-13, (2019).
- [33] Chang, S.W., and Yu, K. C., "Heat Transfer Enhancement by Spirally Coiled Spring Inserts with and without Segmental Solid Cords", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 97, pp. 119-132, (2018).
- [34] Bartwal, A., Gautam, A., Kumar, M., and Chamoli, S., "Thermal Performance Intensification of a Circular Heat Exchanger Tube Integrated with Compound Circular Ring-metal Wire Net Inserts", *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, Vol. 124, pp. 50-70, (2018).
- [35] Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., and Ganji, D.D., "Experimental Study on Turbulent Flow and Heat Transfer in an Air to Water Heat Exchanger using Perforated Circular-ring", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 70, pp. 185-195, (2016).
- [36] Dittus, F., and Boelter, L., *University of California Publications on Engineering. University of California Publications in Engineering*, Vol. 2, pp. 371-390, (1930).
- [37] Gnielinski, V., "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368, (1976).
- [38] Kays, W.M., and Crawford, M.E., "*Convective Heat and Mass Transfert*", 3<sup>rd</sup> Edition, McGraw-Hill, (1993).
- [39] Petukhov, B.S., "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties", in *Advances in Heat Transfer*, J.P. Hartnett and T.F. Irvine, Editors., Elsevier. pp. 503-564, (1970).
- [40] Moody, L.F., "Friction Factors for Pipe Flow", *Trans. ASME*, Vol. 66, pp. 671-684, (1944).
- [41] Ruengpayungsak, K., Wongcharee, K., Thianpong, C., Pimsarn, M., Chuwattanakul, V., and Eiamsa-ard, S., "Heat Transfer Evaluation of Turbulent Flows Through Gear-ring Elements", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 123, pp. 991-1005, (2017).
- [42] Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvonge, P., and Eiamsa-ard, S., "Effect of Perforated Twisted-tapes with Parallel Wings on Heat Transfer Enhancement in a Heat Exchanger Tube", *Energy Procedia*, Vol. 14, pp. 1117-1123, (2012).
- [43] Promvonge, P., and Eiamsa-ard, S., "Heat Transfer Behaviors in a Tube with Combined Conical-ring and Twisted-tape Insert", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, pp. 849-859, (2007).
- [44] Sheikholeslami, M., Ganji, D., and Gorji-Bandpy, M., "Experimental and Numerical Analysis for Effects of using Conical Ring on Turbulent Flow and Heat Transfer in a Double Pipe air to Water Heat Exchanger", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 100, pp. 805-819, (2016).



- [45] Singh, S., Chander, S., and Saini, J.S., "Heat Transfer and Friction Factor Correlations of Solar Air Heater Ducts Artificially Roughened with Discrete V-down Ribs", Energy, Vol. 36, pp. 5053-5064, (2011).
- [46] Kumar, R., Kumar, A., and Goel, V., "Performance Improvement and Development of Correlation for Friction Factor and Heat Transfer using Computational Fluid Dynamics for Ribbed Triangular Duct Solar Air Heater", Renewable Energy, Vol. 131, pp. 788-799, (2019).
- [47] Yadav, S., and Sahu, S.K., "Heat Transfer Augmentation in Double Pipe Water to Air Counter Flow Heat Exchanger with Helical Surface Disc Turbulators", Chemical Engineering and Processing - Process Intensification, Vol. 135, pp. 120-132, (2019).

### فهرست نمادهای انگلیسی

V	: سرعت سیال (m/s)
D	: قطر لوله (m)
h	: ضریب انتقال حرارت (W/m <sup>2</sup> k)
U	: ضریب انتقال حرارت کلی (W/m <sup>2</sup> k)
r	: شعاع مبدل (m)
$\Delta P$	: اختلاف فشار سمت هوا (pa)
$C_p$	: ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (Kj/kg.k)
C	: ثابت مقاومت (m <sup>2</sup> .k/w)
Q	: انتقال حرارت مبادله شده (W)
L	: طول لوله (m)
$\Delta T_m$	: اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (K)
K	: ضریب انتقال حرارت (W/m.k)
A	: سطح حرارتی مبدل (m <sup>2</sup> )
$R_t$	: مقاومت کلی حرارتی (W. k/m <sup>2</sup> )
Q	: دبی حجمی هوا (m <sup>3</sup> /s)
$\dot{m}$	: دبی جرمی (kg/s)
T	: درجه حرارت (K)
f	: ضریب اصطکاک

عدد رینولدز :Re

عدد ناسلت :Nu

### نمادهای یونانی

چگالی ( $\text{kg/m}^3$ ) : $\rho$

ویسکوزیته دینامیکی (Pa.s) : $\mu$

ضریب عملکرد حرارتی : $\eta$

### زیرنویس‌ها

ا :a  
هوا

س :s  
صاف

f :f  
ثابت

r :r  
دوران

**Abstract**

In the present numerical study, the effect of conical obstacle on heat transfer and pressure drop in turbulent flow inside a tube is investigated. Although the effect of different stationary obstacles on heat transfer and pressure drop has been investigated so far, the use of the rotating obstacle is a new issue. Rotating obstacles create powerful rotating flow and increase flow turbulence and vortices through the effective displacement of the fluid particles affects the heat transfer rate. Therefore, the present research investigates the effect of cone obstacle rotation speeds of 25, 50, 75, 100 on the flow characteristics and thermal performance coefficients of the shell-and-tube heat exchanger in the Reynolds number range 4000 to 24000. The results show that for all Reynolds numbers in rotational speed 50 rpm, the heat transfer coefficient reaches its maximum value, and no significant change is observed, with increasing rotational speed. Heat transfer is about 2.2-2.9 times increased compared to smooth pipe and the thermal coefficient performance is in the range of 0.8-1.5. The maximum thermal performance coefficients, using rotating obstacle in comparison to the obstacle stationary one, is 120%.