

بررسی تأثیر زائده‌های گردابه‌ای بر پارامترهای کارکردی اصلی مبادله‌کن‌های گرمایی لوله‌ای-پره‌دار

سیدابوذر فنایی*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

مرتضی رضایی

کارشناسی ارشد مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی آیت اله آملی، آمل، ایران

چکیده

در این مقاله به بررسی تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد مبادله‌کن‌های گرمایی لوله‌ای پره‌دار می‌پردازیم. برای این هدف ۴ نوع زائده تولید کننده گردابه مثلثی ساده، مثلثی زاویه دار، مکعبی ساده و مکعبی زاویه‌دار را برای افزایش میزان انتقال گرما بین سیال و سطح پره و جداره لوله در نظر گرفته و اثرات افت فشار، اصطکاکی و عملکردی آن را در نظر می‌گیریم. مقایسه نتایج عددی با نتایج چاپ‌شده تطابق قابل قبولی با حداکثر خطای ۵/۳ درصد بین نتایج را نشان می‌دهد. بیشترین افزایش عدد ناسلت و افت فشار بر حسب عدد رینولدز به ترتیب با میزان ۸۰٪ و ۲/۹۵٪ مربوط به مدل‌های بدون گردابه (مدل پایه) و مدل با گردابه مکعبی زاویه‌دار می‌باشند.

واژه‌های کلیدی: زائده‌های گردابه‌ای، مدلسازی عددی، مبادله‌کن گرمایی لوله‌ای - پره‌دار.

The Investigation of Appendages Vortex Effect on the Main working Parameter of the Tube - finned Heat Exchanger

S. A. Fanaee
M. Rezaei

Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran

Department of Mechanical Engineering, Ayatollah Amoli branch, Islamic Azad University, Amoli, Iran

Abstract

In this paper, the effect of geometric parameters on the performance of tubes - finned heat exchanger is investigated. For this purpose, four triangular vortex generating process such as simple and angled types of triangle and square appendages are considered to increase the rate of heat transfer between the fluid and the fin and tube walls. Furthermore, the effects of these appendages on heat exchanger pressure, friction and its performance are demonstrated. The comparisons between numerical data with the published results show an accurate agreement with an error up to 5.3%. The maximum increasing the Nusselt number and pressure loss versus Reynolds number is concerned to base model and angled cubic appendages respectively with values of 80% and 2.95%.

Keywords: appendages vortex, numerical model, tube-finned heat exchanger.

۱-مقدمه

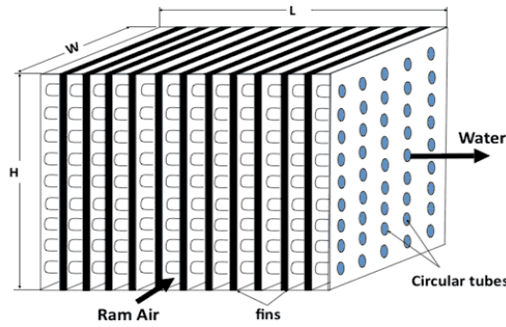
مبادله‌کن‌های گرمایی یکی از پرکاربردترین تجهیزات در فرآیندهای شیمیایی بوده و در صنایع نفت، گاز، پتروشیمی و نیروگاه‌های گرمایی به طور گسترده‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند. در مبادله‌کن‌های گرمایی صفحه‌ای جریان قوی گردابه‌ای موجب بزرگ بودن ضرایب انتقال گرما و افت فشارهای گرد، به علاوه بزرگ بودن تنش برشی موضعی، باعث کاهش تشکیل رسوب می‌شود. این مبادله‌کن‌ها، سطح انتقال گرمایی نسبتاً فشرده و با وزن کم ایجاد می‌کنند. دما و فشار آنها به دلیل جزئیات ساخت و واشربندی، محدود هستند. این مبادله‌کن‌ها به آسانی تمیز می‌شوند زیرا می‌توانند کاملاً از یکدیگر باز و جدا گردند و بنابراین استفاده گسترده‌ای در صنایع غذایی دارند. مطابق با [۱] مبادله‌کن‌های گرمایی با سطوح پره دار، دارای پره‌ها و یا ضمامی در سطح اصلی انتقال گرما به منظور افزایش این سطح می‌باشند. از آنجا که ضریب انتقال گرما در سمت گاز بسیار کوچکتر از سمت مایع است، سطوح انتقال گرمایی پره دار در سمت گاز برای افزایش انتقال گرما استفاده می‌شوند. همچنین همان طور که در [۲] بیان شده است سطح انتقال گرما برای مبادله‌کن‌های گرمایی با سطوح پره‌دار، در محدوده ۰/۵ تا ۵۰۰ متر مربع می‌باشد. همچنین حداکثر فشار کارکردی ۱۵ بار و

دمای کارکردی ۵۰۰ درجه سلسیوس در این مبادله‌کن‌ها وجود دارد. مطابق با [۳ و ۴] کانال‌های جریان در مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار کوچک هستند و این امر به این معناست که سرعت جرمی جریان در آنها نیز باید کوچک باشد تا از افت فشار اضافی، اجتناب شود. این موضوع کانال را مستعد برای تشکیل رسوب می‌نماید، با توجه به این که این مبادله‌کن‌ها نمی‌توانند به صورت مکانیکی تمیز شوند، استفاده از این مبادله‌کن‌های صفحه‌ای پره‌دار منحصر به سیال‌های تمیز است. همچنین آنها به وفور برای مصارف چگالش در واحدهای مایع سازی هوا استفاده می‌شوند.

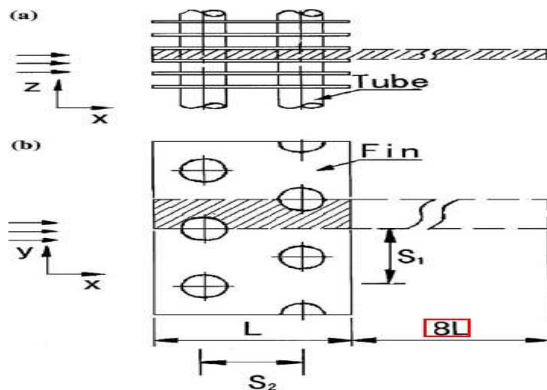
فیبیگ و همکارانش در [۵] برای اولین بار اثر یک جفت تولیدکننده گردابه را در یک دسته لوله تخت پره‌دار بصورت تجربی مورد بررسی قرار داده و نتایج را با یک دسته لوله دایره‌ای به همراه یک جفت تولید کننده گردابه با شرایط کاملاً یکسان مقایسه کردند. این مطالعه نشان می‌دهد که در مبادله‌کن‌های گرمایی با زائده گردابه‌ای افت فشار دسته لوله تخت تقریباً نصف دسته لوله دایره‌ای است. بیسواس و همکاران در [۶]، تحقیقات عددی خود را برای بهبود انتقال گرما در یک کانال با لوله‌های و با زائده‌های بیضی شکل، ارائه کردند. در این کار نشان داده شد که به دلیل تولید گردابه‌های طولی در ناحیه گردابی پشت لوله‌ها، انتقال

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: sab.famech@birjand.ac.ir

وارد فضای بین پره می‌شود و انتقال گرما بین جداره لوله و سطح پره و هوا صورت می‌پذیرد.



شکل ۱- نمای کلی یک مبادله‌کن گرمایی لوله ای - پره دار



شکل ۲- نحوه جانمایی لوله-پره و ناحیه حل عددی تصویرشده

نحوه جانمایی لوله و پره در مبادله‌کن و ناحیه مربوط به مدل‌سازی عددی مورد نظر در شکل (۲) نشان داده شده است. در واقع ناحیه هاشورخورده ناحیه تصویرشده حل بوده که بسته به اینکه این ناحیه با چند مقطع لوله در تماس باشد ناحیه حل را دو، سه و چهار لوله‌ای گوئیم. فاصله بین مراکز لوله‌ی ابتدایی و لوله‌ی انتهایی، S_2 ، برای مبادله‌کن گرمایی لوله-پره‌ای دو، سه و چهار لوله‌ای به ترتیب برابر $۲۱۶۵/۳$ ، $۴۳۳/۳$ و $۶۴۵/۵۵$ میلی‌متر می‌باشد. فاصله بین آخرین لوله تا قسمت انتهایی پره، S_1 ، برای مبادله‌کن گرمایی دو، سه و چهار لوله-ای برابر ۱۰۸۳ میلی‌متر می‌باشد. فاصله بین دو پره مجاور که همان ارتفاع ناحیه حل عددی می‌باشد برابر ۲ میلی‌متر و عرض پره $۱۲/۵$ میلی‌متر می‌باشد. هوا با اعداد رینولدز بین ۵۰۰ تا ۵۰۰۰ و سرعت‌های $۴/۶۴-۰/۴۶۴$ متر بر ثانیه و دمای ۳۰۰ کلوین وارد ناحیه حل می‌شود. دمای جداره لوله و سطح پره ۳۳۰ کلوین در نظر گرفته شده و فشار ورودی ۱ بار در نظر گرفته می‌شود. جریان آب درون لوله در ابتدا توسعه یافته نبوده و مبادله‌کن گرمایی به کمک مدل آشفته هوا حل شده و انتقال گرما ناشی از آب داخل لوله به کمک محاسبات شرط مرزی برای جریان آرام توسعه یافته درون لوله حل می‌شود.

همچنین یک طول اضافه در انتهای پره به دلیل رسیدن جریان هوا به توسعه‌یافتگی گرمایی و هیدرولیکی با حداکثر انتقال گرما در نظر گرفته می‌شود. طول پره مبادله‌کن یک لوله‌ای $۱۹۴/۸۵$ ، دولوله‌ای $۳۹۸/۷۰$ ، سه‌لوله‌ای $۵۸۴/۵۵$ و چهار لوله‌ای $۷۷۹/۴$ میلی‌متر می-

گرمای می‌تواند تا ۲۴۰ درصد افزایش داشته باشد که این موضوع می‌تواند کمک بزرگی برای کاهش اندازه مبادله‌کن گرمایی باشد. توری و همکارانش در [۷] آرایش خاصی از تولیدکننده‌های گردابه را برای مبادله‌کن های لوله-پره‌ای با لوله‌های دایره‌ای که موجب افزایش انتقال گرما و کاهش افت فشار در اعداد رینولدز پایین می‌شد، به صورت تجربی مورد مطالعه قرار داده‌اند.

روش‌های مختلفی برای افزایش انتقال گرما در سیستم‌های گرمایی مطرح است که در این کار از روش غیر فعال استفاده کردیم. در روش غیرفعال از اجزایی که در مسیر جریان قرار می‌دهند برای افزایش انتقال گرما استفاده می‌کنند. روش غیرفعال که برای بهبود شرایط انتقال گرما سمت هوا در مبادله‌کن های پره‌ای مورد توجه قرار گرفته است. به کار بردن انواع مختلف زائده‌های تولید گردابه بر روی سطح پره‌ها در مسیر اصلی جریان است. تولیدکننده‌های گردابه به شکل برجستگی‌های کوچکی هستند که این زائده‌ها گردابه‌هایی طولی که دارای محوری موازی با جهت اصلی جریان هستند را ایجاد می‌کنند. مطابق با [۸] وجود زائده‌ها موجب چرخش جریان اولیه شده و میزان اختلاط را در نواحی پایین‌دست جریان افزایش می‌دهد. علاوه بر این، الگوی جریان ثانویه را نیز تعیین می‌کنند. تحقیقات فراوانی بر روی مبادله‌کن های گرمایی لوله‌ای پره‌دار انجام شده است. تیان و همکارانش در [۹] انتقال گرما سمت هوا را در مبادله‌کن های گرمایی پره لوله‌ای با پره‌های موج‌دار و با وجود زائده‌های تولید گردابه باله‌ای در دو حالت آرایشی پشت سر هم و یک درمیان را بررسی کردند. تأثیر کاربردهای مختلف زائده‌های گردابه‌ای در مبادله‌کن های گرمایی نعل-اسبی، دسته‌لوله‌ای، جریان اتصال آرام و تزریق جریان به ترتیب در مراجع [۱۰]، [۱۱]، [۱۲] و [۱۳] نشان داده شده‌اند. این کارها نشان-دهنده ارزش اقتصادی و کاربرد نوین استفاده از زائده‌های گردابه‌ای در مبادله‌کن های گرمایی می‌باشند.

در تحقیقات ذکرشده اثر افزودن تولید کننده های گردابه بر انتقال گرما و افت فشار به صورت جامع مورد بررسی فرار نگرفته است. هدف کلی این تحقیق بررسی پارامترهای هندسی تاثیر گذار بر بازده گرمایی و انتقال گرمای مبادله‌کن گرمایی لوله‌ای پره‌دار می‌باشد که از جمله این پارامترها، افزودن تولید کننده‌های متفاوت گردابه به پره‌ها و بررسی آن‌ها می‌باشد تا علاوه بر این که انتقال گرمای مبادله‌کن گرمایی را بهبود می‌دهد در عین حال برای حفظ سرعت سیال در مبادله‌کن گرمایی افت فشار منطقی نیز وجود داشته باشد. بررسی اثرات استفاده از زائده‌های تولید کننده گردابه مثلثی، مثلث زاویه‌دار، مکعبی، مکعبی زاویه‌دار به روی انتقال گرما، عدد ناسلت و افت فشار در مبادله‌کن گرمایی لوله‌ای پره‌دار می‌باشد جهت ارزیابی، حل عددی مسئله مورد نظر صورت گرفته و با نتایج تجربی مورد مقایسه قرار می‌گیرد.

۲- شبیه سازی عددی

همان طور که قبلا ذکر شد در این بررسی به مدل‌سازی عددی یک مبادله‌کن گرمایی لوله ای-پره دار می‌پردازیم. نمای کلی از این چنین مبادله‌کن هایی در شکل (۱) نشان داده شده است. همان طور که در این شکل دیده می‌شود، در این مبادله‌کن آب وارد لوله‌ها شده و هوا

برای محاسبه میزان اتلافات موجود داخل مبادله‌کن، ضریب اصطکاک درون مبادله‌کن f از [۱۵] به صورت رابطه (۱) تعریف می‌شود:

$$f = \frac{\Delta p \times d_h}{\rho L u_m^2 / 2} \quad (1)$$

در این رابطه d_h ، Δp ، ρ ، L و u_m به ترتیب برابر قطر هیدرولیکی، افت فشار مبادله‌کن، جرم مخصوص سیال عامل، طول مبادله‌کن و سرعت متوسط سیال درون مبادله‌کن است.

عدناسلت مطابق با [۱۵] بیانگر میزان انتقال گرما بین هوا و سطح پره و جداره لوله می‌باشد که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$Nu = \frac{hd_h}{k} \quad (2)$$

که در معادله بالا h ، d_h و k به ترتیب ضریب انتقال گرمای جابجایی متوسط، قطر هیدرولیکی و ضریب رسانایی گرمایی را نشان می‌دهد.

برای بررسی و حل عددی جریان در یک مبادله‌کن گرمای لوله ای-پره دار معادلات حاکم را به صورت معادله پیوستگی، بقای مومنتوم و انرژی با توجه به حل مساله در نرم‌افزار Fluent به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \vec{V}) + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (4)$$

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot k \nabla T + \beta T \frac{DP}{Dt} + \mu \phi \quad (5)$$

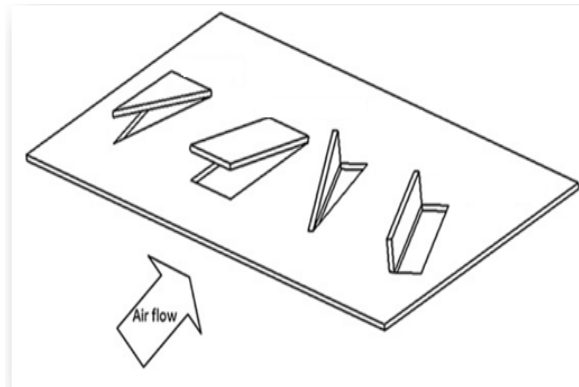
در این معادلات C_p گرمای ویژه فشار ثابت، k رسانایی گرمایی، μ لزجت سینماتیکی، β ضریب تراکم‌پذیری و Φ تابع اتلاف می‌باشند. در این مقاله از نرم‌افزار GAMBIT برای ترسیم و شبکه‌بندی هندسه مورد نظر و برای حل معادلات حاکم و محاسبه میدان عددی از نرم‌افزار Fluent استفاده شده است. برای شبیه‌سازی از میدان سه بعدی، پایا و تراکم ناپذیر استفاده شده است. استفاده از مدل تراکم‌ناپذیر به دلیل وجود سرعت‌های پایین در این مساله مبادله‌کن گرمایی است. برای تحلیل جریان از روش حجم محدود، الگوریتم Simple و روش Upwind Second Order استفاده شده است تا دقت محاسبات افزایش یابد. همچنین مقدار چگالی هوا برابر با ۱/۲۲ کیلوگرم بر متر مکعب در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی ورودی در این حل با استفاده از مقادیر فشار در روش هندسی بوده پس از محاسبه عدد ناسلت و افت فشار با استفاده از روابط به محاسبه ضریب عملکرد می‌پردازیم.

۳- بحث و بررسی نتایج

به منظور بررسی عدم وابستگی نتایج به شبکه، سه شبکه‌بندی مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند. تعداد سلول‌ها در شبکه‌بندی اول ۱۲۸۷۰۹ و در شبکه دوم ۱۶۹۶۴۳ و در شبکه سوم ۲۵۴۶۱۴ می‌باشد که این تعداد با توجه به ریزی و درشتی شبکه در ناحیه‌های زائده دار و لوله‌دار به دست آمده‌اند. مقایسه بین این شبکه‌بندی‌ها در شکل (۶) نشان داده شده است.

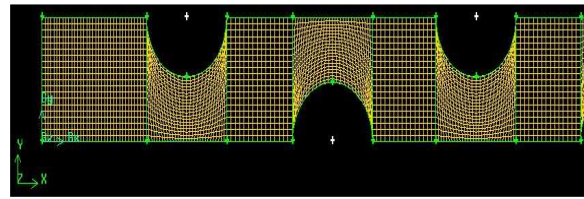
باشند. این مقادیر عددی برای امکان‌پذیری مقایسه با حالت نشان داده شده در [۲] در نظر گرفته شده‌اند.

در مدل پایه از زائده‌های گردابه‌ای استفاده نکرده ولی در سایر مدل‌ها که به صورت سه لوله‌ای می‌باشند، از زائده‌ها در وسط دو لوله مجاور و به همین فاصله بعد از لوله سوم و در وسط عرض پره استفاده می‌شود. نحوه قرارگیری این زائده‌ها در چهار حالت مثلثی، مکعبی، مثلثی زاویه دار و مکعبی زاویه‌دار در شکل (۳) نشان داده شده‌اند. همان‌طور که در این شکل می‌بینیم دو نوع از زائده‌ها همواره عمود بر سطح پره بوده و دو نوع زائده دیگر نیز با زاویه ۴۵ درجه نسبت به سطح پره قرار داده می‌شوند. طول و قاعده زائده تولیدکننده گردابه مثلثی و مکعبی ۰/۷۵ و ضخامت آنها ۲ میلی‌متر می‌باشد.

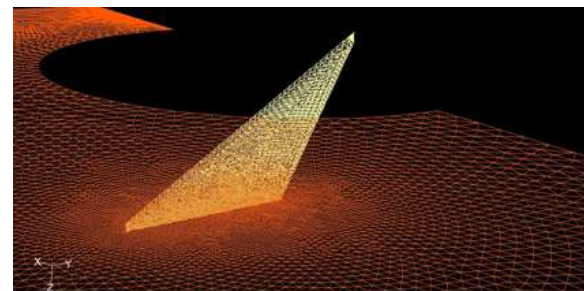


شکل ۳- انواع زائده‌های گردابه‌ای شامل (از راست به چپ) مکعبی ساده، مثلثی ساده، مکعبی زاویه‌دار و مثلثی زاویه‌دار

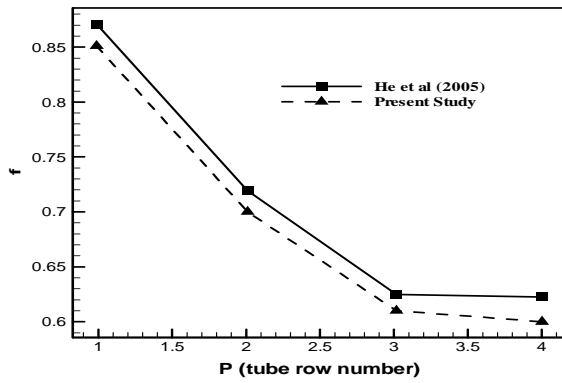
در این مدل‌سازی از بررسی سه‌بعدی استفاده شده و نمونه ای از شبکه‌بندی GAMBIT تصویر شده بر صفحه دوبعدی برای سه ردیف لوله و مدل زائده گردابه‌ای سه بعدی به ترتیب در شکل‌های (۴) و (۵) نشان داده شده است.



شکل ۴- طرحواره کلی از شبکه بندی برای مدل سازی عددی مدل یک-بخشی چهار ردیف لوله بدون زائده



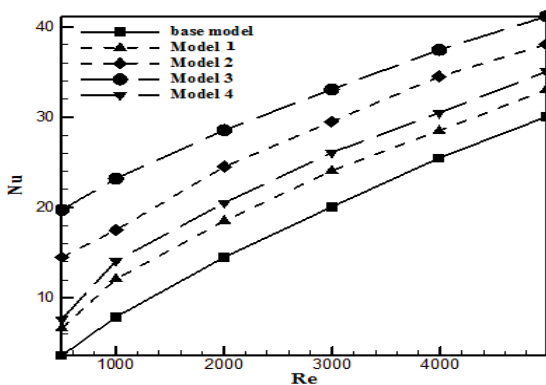
شکل ۵- طرحواره کلی از شبکه زائده گردابه‌ای مثلثی زاویه‌دار



شکل ۸- ضریب اصطکاک بدست آمده از حل عددی برای تعداد ردیف‌های مختلف لوله و نتایج ارائه شده در [۲]

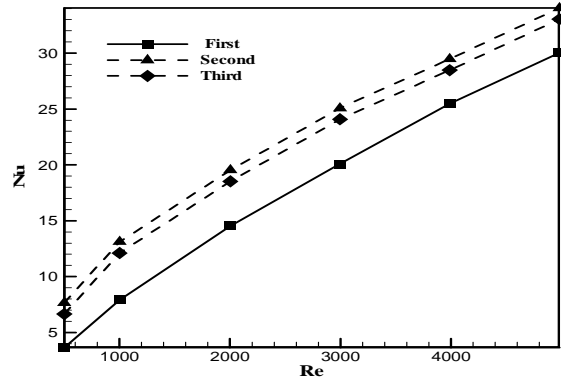
همان طور که در نمودارهای مربوط به شکل‌های (۷) و (۸) مشاهده می‌شود، تطابق قابل قبولی با حداکثر خطای ۲/۴ و ۵/۳ درصد بین نتایج حل عددی و نتایج گزارش شده در [۲] مشاهده می‌شود. همچنین با افزایش تعداد ردیف‌های لوله میزان توسعه جریان جدا شده در ناحیه‌های گسترده‌تر تقسیم شده که این امر سبب کاهش میزان عدد ناسلت با حداکثر مقدار ۲۱٪ می‌شود. همچنین به خاطر عدم گردش جریان به دلیل تقاطع با ردیف‌های لوله میزان ضریب اصطکاک جداری نیز حداکثر ۴۲٪ کاهش می‌یابد. همچنین نزدیک‌تر بودن مقادیر عدد ناسلت نسبت به مقادیر ضریب اصطکاک جداری به نتایج ارائه شده در [۲] نشان‌دهنده پیش‌بینی بهتر توسعه لایه مرزی گرمایی نسبت به سیالاتی است.

در شکل (۹) و (۱۰) تغییرات عدد ناسلت و متوسط فشار استاتیکی سیال در طول کانال حل عددی مبادله‌کن در مدل پایه و مدل‌هایی با زائده‌های گردابه‌ای مثلثی، مثلثی زاویه‌دار، مکعبی و مکعبی زاویه‌دار نشان داده شده است.



شکل ۹- تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در مدل‌های پایه، زائده مثلثی (مدل ۱)، زائده مثلثی زاویه‌دار (مدل ۲)، زائده مکعبی (مدل ۳)، زائده مکعبی زاویه‌دار (مدل ۴)

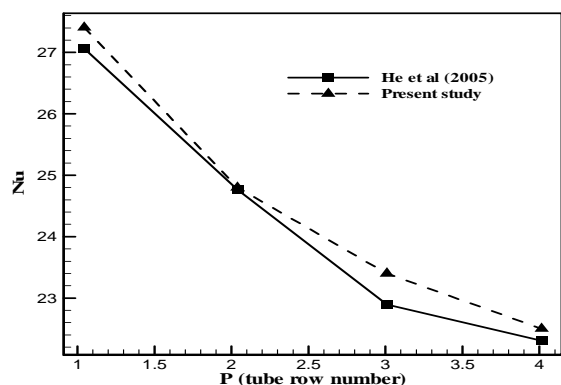
همان طور که در این شکل‌ها دیده می‌شود در اعداد رینولدز کوچکتر از ۱۰۰۰ اضافه کردن زائده‌های تولیدکننده گردابه‌ای تقریباً تأثیری در توزیع فشار در طول کانال ندارد و تغییرات فشار در تمام حالات تقریباً با یکدیگر برابرند.



شکل ۶- منحنی تغییرات عدد ناسلت بر حسب رینولدز در سه نوع شبکه بندی انتخاب شده

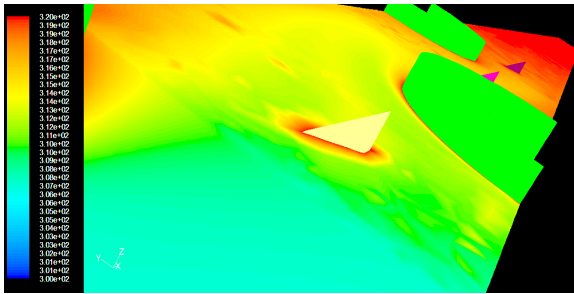
همان طور که از نمودارها مشخص است، منحنی تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در شبکه‌بندی دوم و سوم بسیار به هم نزدیک بوده و در نتیجه می‌توان از شبکه‌بندی دوم به عنوان حالت منتخب جهت کاهش زمان شبیه‌سازی استفاده کرد. علاوه بر آن با افزایش سرعت هوای عبوری از روی زائده‌های گردابه‌ای عدد ناسلت به خاطر افزایش درهمی جریان افزایش پیدا می‌کند که بیشترین میزان افزایش حدود ۸۰٪ می‌باشد.

برای اعتبارسنجی نتایج، مشابه با [۲] ابتدا نتایج را برای تعداد یک، دو، سه و چهار ردیف لوله در عدد رینولدز برابر با ۳۰۰۰ و برای دو ردیف لوله در عدد رینولدز بین ۵۰۰ تا ۵۰۰۰ بدون در نظر گرفتن زائده‌های گردابه‌ای به دست می‌آوریم و به این ترتیب نتایج را با نتایج [۲] اعتبارسنجی می‌کنیم. در شکل (۷) اعداد ناسلت بدست آمده از حل عددی برای حالات یک، دو، سه و چهار ردیف لوله در عدد رینولدز برابر با ۲۰۰۰ با نتایج عددی [۲] مورد مقایسه قرار گرفته و در شکل (۸) نیز ضریب اصطکاک برای حالات یک، دو، سه و چهار ردیف لوله در عدد رینولدز برابر با ۲۰۰۰ با نتایج عددی [۲] مقایسه شده است.



شکل ۷- ناسلت بدست آمده از حل عددی برای تعداد ردیف‌های مختلف لوله و نتایج ارائه شده در [۲]

دلیل تولید گردابه‌های طولی دمای آن به میزان زیادی نسبت به حالت بدون زائده افزایش پیدا می‌کند. البته پروفیل توزیع دما در این حالت بسیار نامنظم‌تر از مدل بدون زائده است. همچنین با عبور از مقطع لوله‌ها به تدریج به میزان دما افزایش یافته و زائده تولیدکننده گردابه‌ای بعدی تأثیرات حرارتی بیشتر از زائده‌های قبلی خود خواهند داشت. همچنین میزان دمای سطح جداره انتقال گرما در مبادله‌کن به تدریج از مقدار ۳۰۰ کلوین دمای محیط تا ۳۴۰ درجه افزایش می‌دهد.



شکل ۱۲- کانتور دما برای حالت سه ردیف لوله برای تولید کننده گردابه مثلثی

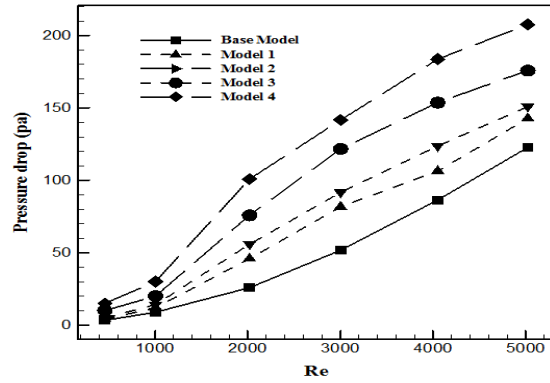
۴- جمع‌بندی نتایج

در این کار به بررسی عددی تأثیر پارامترهای هندسی متفاوت بر کمیت‌های گرمایی، افت فشار مبادله‌کن‌های گرمایی لوله‌ای پرده‌دار و مقایسه آن‌ها با یکدیگر در حضور زائده‌های گردابه‌ای پرداخته شد. مهمترین نتایج این کار به صورت زیر قابل بیان می‌باشند:

- مقایسه تغییرات عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بر حسب تعداد ردیف‌های لوله در مدل حاضر با نتایج چاپ‌شده قبلی تطابق مناسبی با حداکثر خطاهای به ترتیب برابر با ۲/۴ و ۵/۳ درصد را نشان می‌دهند.
- هرچه میزان عدد رینولدز در مبادله‌کن گرمایی با تولید کننده گردابه و بدون تولید کننده ی گردابه بیشتر شود، میزان انتقال گرما و عدد ناسلت بیشتر شده و افت فشار افزایش پیدا کرده و ضریب اصطکاک کاهش پیدا می‌کند.
- روند تغییرات دما در حالت استفاده از زائده گردابه‌ای بسیار مشابه با حالت بدون زائده بوده ولی در نزدیکی تولید کننده گردابه به دلیل تولید گردابه‌های طولی دمای آن به میزان زیادی نسبت به حالت بدون زائده افزایش پیدا می‌کند.
- بیشترین افزایش عدد ناسلت و افت فشار بر حسب عدد رینولدز به ترتیب با میزان ۸۰٪ و ۲/۹۵٪ مربوط به مدل‌های بدون گردابه (مدل پایه) و مدل با گردابه مکعبی زاویه‌دار می‌باشند.

۵- مراجع

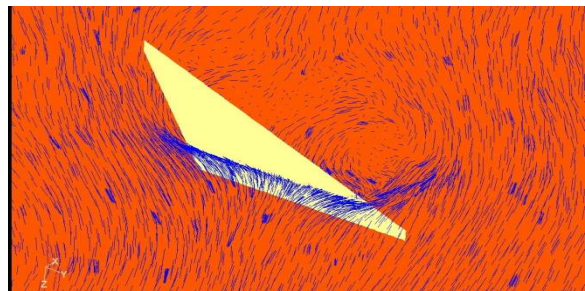
- [1] Bejan A., *Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, pp.265-266, 1993.
- [2] He Y. L., Tao W.Q., Song F.Q., Zhang W., Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of plain plate fin-and-tube heat exchangers from view point of field synergy principle, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.26, pp.459-473, 2005.



شکل ۱۰- تغییرات افت فشار در طول مبادله‌کن بر حسب عدد رینولدز در مدل‌های پایه، زائده مثلثی (مدل ۱)، زائده مثلثی زاویه‌دار (مدل ۲)، زائده مکعبی (مدل ۳)، زائده مکعبی زاویه‌دار (مدل ۴)

همچنین با توجه به گردابه‌های تولیدی در پشت مدل‌های ۲ و ۳، میزان عدد ناسلت برای این دو مدل بیشتر از دو مدل دیگر است و همچنین میزان عدد ناسلت برای مدل زائده گردابه‌ای مکعبی ساده بیشتر از تمامی مدل‌هاست که این امر خود تأثیر میزان گردابه‌های تولیدی بر عملکرد گرمایی مبادله‌کن را نشان می‌دهد. علاوه بر این همان طور که مشاهده می‌شود تولیدکننده گردابه نوع مثلثی زاویه‌دار تأثیر بیشتری نسبت به مثلثی در افت فشار داشته است. بیشترین افزایش عدد ناسلت و افت فشار بر حسب عدد رینولدز به ترتیب با میزان ۸۰٪ و ۲/۹۵٪ مربوط به مدل‌های بدون گردابه (مدل پایه) و مدل با گردابه مکعبی زاویه‌دار می‌باشند.

تأثیر زاویه‌دار کردن گردابه مثلثی از طریق بردارهای سرعتی رو پره قابل بیان می‌باشد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی مدل مثلثی زاویه‌دار در شکل (۱۱) نشان داده شده است. همان طور که در این شکل قابل مشاهده است وجود زاویه سبب ایجاد جریان گردشی و گردابه‌ای به طور همزمان روی مقطع مبادله‌کن شده که این امر سبب افزایش میزان انتقال گرما و کاهش فشار خواهد شد. همچنین حضور این گردابه‌ها در نقاط مرکزی محسوس‌تر و با فاصله‌گرفتن از این مرکز از میزان گردش این گردابه‌ها کاسته می‌شود.



شکل ۱۱- بردار سرعت مینا و تشکیل گردابه در پشت تولیدکننده گردابه مثلثی زاویه‌دار

کانتور دمای حاصل از شبیه‌سازی مبادله‌کن با زائده‌های مثلثی در شکل (۱۲) آورده شده است. همان‌طور که در شکل نشان داده شده است روند تغییرات دما در حالت استفاده از زائده گردابه‌ای بسیار مشابه با حالت بدون زائده بوده ولی در نزدیکی تولید کننده گردابه به

- [3] Cheng Y.P., Qu Z.G., Tao W.Q., He Y.L., Numerical design Of efficient slotted fin surface based on the field synergy principle, *Numerical Heat Transfer Part: B*, Vol.45, pp.517–538, 2004.
- [4] Dong J., Chen J., Chen Z., Zhou Y., Zhang W., Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol.27, pp.2066–2073, 2007.
- [5] Fiebig M., Valencia A., Mitra N. K., Local heat transfer and flow losses in fin-and-tube heat exchangers with vortex generators: A comparison of round and flat tubes, *International Journal of Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.8, pp.35–45, 1994.
- [6] Biswas G., Mitra N. K., Fiebig M., Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by winglet type vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.37, pp.283-291, 1994.
- [7] Torri K., Kwak K., Nishino K., Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.45, pp.3795-3801, 2002.
- [8] Kotcioglu I., Caliskan S., Cansiz A., Baskaya S., Second law analysis and heat transfer in a cross flow heat exchanger with a new winglet-type vortex generator, *Energy*, Vol.35, pp.3686-3695, 2010.
- [9] Tian L., He Y., Tao Y., Tao W., A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and in-line arrangements, *International Journal of Thermal Science*, Vol.48, pp.1765-1776, 2009.
- [10] Zhihua L., Yinga X., Chengxub T., Numerical simulation and control of horseshoe vortex around an appendage-body junction, *Journal of Fluids and Structures*, vol.27, pp.23-42, 2011.
- [11] M. Lina Z., Wanga L. B., Fana J. F., Gaoa Q. F., Characteristics of the Absolute Vorticity Flux along the Main Flow Direction on the Cross Section of the Channel Formed by Oval Tube Bank Fins, *Numerical Heat Transfer (Part A)*, Vol.57, pp.666-690, 2010.
- [12] Zhang H., Younis M. Y., Li Y., Raza M. S., Experimental investigation on the transition of separation/attachment in steady laminar juncture flows, *Experiments in Fluids*, vol.56, pp.56-74, 2015.
- [13] A. A. Thrift, K. A. Thole, "Influence of flow injection angle on a leading-edge horseshoe vortex", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.55, pp.4651-4664, 2012.
- [14] Thrift A. A., Thole K. A., Influence of flow injection angle on a leading-edge horseshoe vortex, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.55, pp.4651-4664, 2012.
- [15] Incropera F. P., De Witt D. P., *Fundamentals of heat and mass transfer*, Wiley and sons, 6th edition, New York, 2005.