



E-ISSN: 2676-4253



Original Research Paper

Investigating the Impact of Turbulators and Impinging Jets on Heat Transfer and Pressure Drop in Annular Heat Exchangers

Mehdi Pirkhandan Laskookelayeh^{1*}  and Hossein Rezaei Haghighi Miande² 

1. Aerospace Engineering, Aerial Structures, Faculty of Mechanics, Ahrar University, Rasht, Iran

2. Aerospace Engineering, Faculty of Aerospace, Semnan University, Semnan, Iran

ARTICLE INFO

Article History:

Received 18 November 2024

Revised 24 December 2024

Accepted 04 January 2025

Available Online 10 March 2025

Keywords:

Heat exchangers

Heat transfer

Numerical simulation

Pressure drop

Helical turbulators

ABSTRACT

This study examines the effects of helical turbulators and impinging jet cooling systems on heat transfer performance and pressure drop in annular heat exchangers. Key design variables-including blockage ratio, helix angle, and turbulator geometry-were evaluated. Computational simulations using STAR-CCM+ software were employed to validate the results against experimental benchmarks. The findings demonstrate that increasing the blockage ratio and decreasing the pitch notably improve the Nusselt number, albeit at the cost of a higher pressure drop. Square turbulators achieved an average 15% higher Nusselt number than circular ones but incurred approximately 20% greater pressure losses. The influence of impinging jet cooling was further investigated across two distinct geometries, revealing that jet configuration and crossflow interactions significantly affect thermal performance. Among the configurations, Sample B-with a greater number of jets and a more uniform heat transfer distribution (evidenced by a 10% lower temperature standard deviation)-exhibited superior cooling characteristics relative to Sample A. These findings underscore the critical role of impinging-jet integration in enhancing heat exchanger performance by elevating heat transfer rates and controlling pressure drop. Moreover, results confirm that combining square turbulators with impinging jets can substantially improve exchanger efficiency in industrial systems. The outcomes offer practical insights for developing energy-efficient heat exchangers with reduced operational costs and extended service life. The study also identifies opportunities for future investigations into hybrid cooling strategies incorporating advanced materials and structural modifications for high-temperature thermal applications.

* Corresponding Author's E-mail: mehdipirkhandan76@gmail.com

How to Cite this Article:

M. Pirkhandan Laskookelayeh and H. Rezaei Haghighi Miande, "Investigating the impact of turbulators and impinging jets on heat transfer and pressure drop in annular heat exchangers," *Journal of Technology in Aerospace Engineering*, Vol. 9, No. 4, pp. 43-62, 2025, (in Persian), <https://doi.org/10.22034/jtae.2025.9.4.4>.

COPYRIGHTS

Authors retain the copyright and full publishing rights.

Published by ARI. This article is an open access article licensed under the [Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).





بررسی تأثیر تربولاتورها و جت‌های برخوردی بر انتقال حرارت و افت فشار در مبدل‌های حرارتی حلقوی

مهدی پیرخندان لسکوکلایه^{۱*} و حسین رضایی حقیقی میانده^۲

۱- کارشناس ارشد مهندسی هوافضا، سازه‌های هوایی، گروه مکانیک، مؤسسه آموزش عالی احرار رشت، رشت، ایران
۲- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی هوافضا، سازه‌های هوایی، گروه هوافضا، دانشگاه سمنان، سمنان، ایران

چکیده

این مطالعه تأثیر تربولاتورهای ماریپچ و سامانه‌های خنک‌کننده جت برخوردکننده بر انتقال حرارت و افت فشار در مبدل‌های حرارتی حلقوی را بررسی می‌کند. پارامترهای مختلفی از جمله نسبت انسداد، زاویه ماریپچ و شکل تربولاتورها مورد بررسی قرار گرفتند. مدل‌های عددی و شبیه‌سازی‌ها با استفاده از نرم‌افزار STAR-CCM+ برای مقایسه نتایج با داده‌های تجربی به کار گرفته شدند. یافته‌ها نشان می‌دهد که افزایش نسبت انسداد و کاهش گام به‌طور قابل‌توجهی عدد ناسلت را افزایش می‌دهد، اما افت فشار را نیز زیاد می‌کند. تربولاتورهای مربعی عدد ناسلت بالاتری (به‌طور میانگین ۱۵ درصد بیشتر) نسبت به تربولاتورهای دایره‌ای فراهم کردند، اما افت فشار بیشتری (حدود ۲۰ درصد بالاتر) را در پی داشتند. اثر خنک‌کنندگی جت برخوردکننده در دو هندسه مختلف نیز مطالعه شد، که نشان داد جریان متقاطع و برخورد جت به‌طور قابل‌توجهی بر عملکرد خنک‌کنندگی اثر می‌گذارد. تحلیل نشان داد که نمونه B، با جت‌های برخوردکننده بیشتر و ضریب انتقال حرارت یکنواخت‌تر (انحراف استاندارد دما ۱۰ درصد کمتر)، عملکرد بهتری نسبت به نمونه A داشت. این مطالعه بر اهمیت بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی با استفاده از مکانیزم‌های خنک‌کننده جت برخوردکننده برای افزایش عدد ناسلت و کاهش افت فشار تأکید می‌کند. همچنین، نتایج نشان می‌دهند که ترکیب بهینه‌ای از تربولاتورهای مربعی و جت‌های برخوردکننده می‌تواند به بهبود کارایی مبدل‌های حرارتی در کاربردهای صنعتی منجر شود. این یافته‌ها می‌توانند به‌عنوان راهنمایی برای طراحی مبدل‌های حرارتی با بازدهی بالاتر و مصرف انرژی کمتر مورد استفاده قرار گیرند. علاوه بر این، استفاده از این روش‌ها می‌تواند به کاهش هزینه‌های عملیاتی و افزایش طول عمر تجهیزات در سیستم‌های حرارتی کمک کند.

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله

دریافت ۲۸ آبان ۱۴۰۳
بازنگری ۰۴ دی ۱۴۰۳
پذیرش ۱۵ دی ۱۴۰۳
اولین انتشار ۲۰ اسفند ۱۴۰۳

واژه‌های کلیدی

مبدل‌های حرارتی
انتقال حرارت
شبیه‌سازی عددی
افت فشار
تربولاتورهای ماریپچی

* پست الکترونیکی نویسنده مسئول: mehdipirkhandan76@gmail.com

How to Cite this Article:

M. Pirkhandan Laskookelayeh, H. Rezaei Haghghi Miande, "Investigating the impact of turbulators and impinging jets on heat transfer and pressure drop in annular heat exchangers," *Journal of Technology in Aerospace Engineering*, Vol. 9, No. 4, pp. 43-62, 2025, (in Persian), <https://doi.org/10.22034/jtae.2025.9.4.4>.

COPYRIGHTS

Authors retain the copyright and full publishing rights.

Published by ARI. This article is an open access article licensed under the [Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).



هدف از افزایش ضریب انتقال حرارت، کاهش اندازه و هزینه تجهیزات مبدل حرارتی یا افزایش وظیفه حرارتی برای یک مبدل حرارتی با اندازه معین است. این کار با استفاده از افزایش غیرفعال انجام می‌شود. این شامل تغییر سطح انتقال حرارت یا ادغام دستگاهی است که حضور آن منجر به اصلاح میدان جریان می‌شود.

مقادیر قابل توجهی از مطالعاتی در دسترس است که به افزایش انتقال حرارت در داخل یک کانال [۱] یا در خارج یک لوله گرم شده با محصور کردن یک مسیر جریان حلقوی در اطراف آن با ویژگی‌هایی در سطح داخلی حلقوی (ویژگی‌های سطح داخلی شامل تربولاتورهای مارپیچی، پین‌فن‌ها و الگوهای جت برخوردی طراحی شده‌اند تا انتقال حرارت را بهینه کنند) [۲] می‌پردازد.

با این حال، کارهای گذشته بسیار کمی گزارش شده‌است که در آن گرما از سطح خارجی یک مسیر جریان حلقوی که در داخل یک جسم داغ تشکیل شده است، حذف می‌شود. بسیاری از استراتژی‌هایی که برای حذف گرما از سطح داخلی یک حلقوی به کار گرفته می‌شوند، لزوماً زمانی که گرما از سطح خارجی یک حلقوی حذف می‌شود، مؤثر نیستند. تمرکز این مطالعه بر بررسی حذف گرما از سطح خارجی یک حلقوی با جریان خنک‌کننده از طریق مسیر جریان حلقوی، با و بدون ویژگی‌های افزایش ضریب انتقال حرارت است. تربولاتورهای مارپیچی و عمل گریزمرکز بالقوه ایجاد شده توسط جریان مارپیچی برای افزایش ضریب انتقال حرارت از سطح گرم شده غیر آشفته خارجی استفاده خواهد شد. از آنجاکه پژوهش‌های موجود درباره افزایش عدد ناسلت تک‌فازی در مجاری حلقوی محدود است، بررسی بیشتر در این زمینه ضروری به نظر می‌رسد. این مطالعه درک جدیدی، به‌ویژه از نظر چگونگی بهره‌برداری از مکانیک سیالات برای افزایش ضریب انتقال حرارت، اضافه خواهد کرد.

۲ مدل فیزیکی

برای بررسی تأثیر ویژگی‌های تقویت‌کننده بر انتقال حرارت و افت فشار در یک حلقوی، پارامترهای هندسی لازم بود تعیین شوند. پارامترهایی که در این تحقیق مورد مطالعه قرار گرفتند عبارتند از: شکل تربولاتور، نسبت انسداد، e/h و زاویه مارپیچ. در پژوهش، هان و همکاران [۱] آزمایش‌های متعددی را با استفاده از تربولاتورهای مستطیلی شکل برای مختل کردن جریان انجام دادند. کوربلو و همکاران [۳] از تربولاتورهای دایره‌ای برای آزمایش‌های خود استفاده کردند. تصمیم بر این شد که از هر دو تربولاتور دایره‌ای و مربعی شکل برای این مطالعه استفاده شود تا ببینیم چگونه شکل تربولاتور می‌تواند بر انتقال حرارت و افت فشار تأثیر بگذارد.

نسبت انسداد بین ۰/۲۴ تا ۰/۵۶ انتخاب شد. هان و همکاران [۱] برخی از کارهای دیگر در مورد یافته‌های دنده‌های داخل یک مجرای

۱ مقدمه

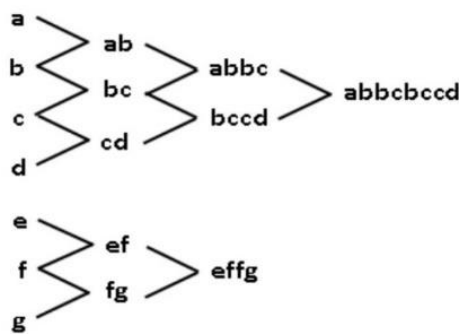
مبدل‌های حرارتی یکی از مهم‌ترین و پرکاربردترین تجهیزات موجود برای انتقال حرارت هستند. آن‌ها برای انتقال حرارت از یک محیط به محیط دیگر با استفاده از یک سیال یا گاز طراحی شده‌اند. این دستگاه‌ها به‌طور گسترده در تهویه مطبوع، تولید برق مانند توربین‌های بخار و گاز، نیروگاه‌های هسته‌ای و تصفیه‌خانه‌های فاضلاب استفاده می‌شوند. تعداد بسیار زیادی از انواع مختلف مبدل‌های حرارتی وجود دارد که برای مناطق خاص یا فردی در زمینه گرمایش یا سرمایش یک سیال یا جسم مناسب هستند. برخی از رایج‌ترین انواع مبدل‌های حرارتی عبارت‌اند از: پوسته و لوله، مارپیچ، صفحه، تماس مستقیم و میکرو کانال.

یکی از پرکاربردترین موارد استفاده از مبدل‌های حرارتی، تهویه مطبوع ساختمان‌ها و وسایل نقلیه است. در این موارد، معمولاً لوله‌کشی‌هایی به شکل مارپیچ وجود دارد که نوعی مایع خنک‌کننده از آن عبور می‌کند. با عبور جریان هوای گرم از روی این لوله‌های مارپیچ، تبادل حرارتی صورت می‌گیرد که هوای محیط را خنک می‌کند و مایع خنک‌کننده را کمی گرم می‌کند. مبدل‌های حرارتی زمین‌گرمایی معمولاً برای خانه‌ها و ساختمان‌ها استفاده می‌شوند. تخمین زده می‌شود که سیستم‌های زمین‌گرمایی می‌توانند ۴۰-۷۰ درصد در هزینه‌های گرمایش خانگی و ۲۰-۵۰ درصد در هزینه‌های سرمایش خانگی نسبت به سیستم‌های متداول صرفه‌جویی کنند.

با توسعه و بهبود کارایی مبدل‌های حرارتی در خنک‌کاری یا گرمایش منطقه موردنظر، بار حرارتی این مبدل‌ها نیز افزایش خواهد یافت. برای افزایش بار حرارتی، باید عدد ناسلت در داخل مبدل حرارتی افزایش یابد تا دمای بالاتر را تحمل کند.

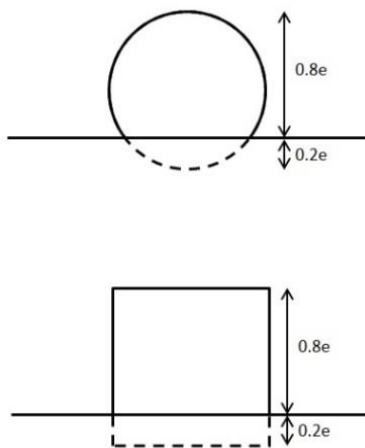
خنک‌کاری مجرای داخلی فرایندی است که در آن خنک‌کننده جریان می‌یابد و حرارت را از سطح داخلی جسم داغ خارج می‌کند تا از ذوب‌شدن/خرابی آن جلوگیری کند. این روش به‌طور گسترده در محیط‌هایی که در معرض بار حرارتی زیادی هستند؛ مانند توربین‌های گازی استفاده می‌شود که قطعات آن‌ها برای دستیابی به خروجی انرژی و راندمان حرارتی بالاتر، دمای بسیار بالایی را تجربه می‌کنند. برخی از روش‌های رایج خنک‌کاری در مجرای داخلی شامل فرورفتگی‌ها (که ممکن است باعث ایجاد نواحی رکود جریان شوند)، برجستگی‌های نیم‌کروی (که موجب افزایش تلاطم و افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شوند)، تربولاتورهای دنده‌ای و پین‌فن‌ها هستند. این ویژگی‌های هندسی تأثیر مستقیمی بر ساختار جریان دارند؛ به‌طوری‌که با ایجاد جداسازی جریان محلی و مناطق اتصال مجدد، عدد ناسلت را افزایش داده و راندمان حرارتی سیستم را بهبود می‌دهند.

به ترتیب زوایای ماریپیچ ۱۵ درجه، ۲۰ درجه، ۲۵ درجه و ۳۰ درجه را نشان می‌دهند و پارامترهای e-g به ترتیب نسبت‌های انسداد ۰/۳، ۰/۵ و ۰/۷ را نشان می‌دهند. برای شبکه‌بندی مناسب حوزه سیال، تربولاتورها باید ۲۰ درصد به داخل لوله داخلی ادغام می‌شدند تا از زوایای انحراف بالا، به ویژه در موارد تربولاتور دایره‌ای، جلوگیری شود. شکل (۲) نحوه پیکربندی این تربولاتورها با دیوار را نشان می‌دهد. این ادغام منجر به تبدیل نسبت‌های انسداد به ۰/۲۴، ۰/۴ و ۰/۵۶ برای پارامترهای e-g به ترتیب شد.



شکل ۱- خطکشی پارامتر هندسی.

Fig. 1. Geometric parameter sketch.



شکل ۲- اتصال تربولاتور به دیواره داخلی حلقوی.

Fig. 2. Attachment of the turbulator to the inner annular wall.

شکل‌های (۳) و (۴) به ترتیب تربولاتورهای ماریپیچی و مقطع جریان حلقوی را نشان می‌دهند. کایس و همکاران [۶] تعیین کردند که جریان حلقوی در حدود $1.8D_h$ کاملاً توسعه یافته می‌شود. بر اساس این دانش، یک ناحیه توسعه جریان قبل از تربولاتورها به $2.0D_h$ انتخاب شد. همچنین طول یکسانی از لوله دابل مستقیم پس از تربولاتورها برای بازسازی جریان انتخاب شد. نسبت قطر حلقوی (D_i/D_o) برای این

مستطیلی را گردآوری کردند که در آن دنده‌ها از نظر نسبت انسداد از ۰/۲ تا ۰/۹۴ توسط مومین و همکاران [۴] تا ۰/۹۴ توسط حدرمی و همکاران [۵] متغیر بودند. نسبت انسداد برای این مطالعه بسیار بزرگ‌تر از آنچه ادبیات دیگر در مورد تربولاتورها نشان می‌دهد است. دو دلیل برای این امر وجود دارد.

(۱) برای دنده‌های داخل یک مجرای مستطیلی، نسبت انسداد معمولاً از ۱۰ درصد ارتفاع کانال تجاوز نمی‌کند. این به این دلیل است که افت فشار به‌طور قابل توجهی افزایش می‌یابد و مزایای انتقال حرارت توسط معایب افت فشار تحت‌الشعاع قرار می‌گیرد. با افزایش نسبت انسداد، جریان درون آن کانال بیشتر و بیشتر محدود می‌شود. اگر تربولاتور/دنده ارتفاع کانال باشد، جریان قادر به عبور نخواهد بود. با این حال، در یک حلقوی، با زاویه تربولاتورهایی که به‌صورت ماریپیچی قرار دارند، حتی اگر ارتفاع تربولاتور برابر با ارتفاع شکاف باشد، جریان همچنان می‌تواند با چرخش در حین حرکت به سمت پایین جریان، از حلقوی عبور کند. اگر ارتفاع تربولاتور در یک حلقوی شبیه به یک کانال باشد، افزایش خنک‌کاری کمی روی لوله بیرونی اتفاق می‌افتد. این فقط جریان را مختل می‌کند، اما به دلیل جریان متقاطع قوی در حلقوی، جریان آشفته/بی‌نظم ناشی از تربولاتورها درست در امتداد لوله داخلی باقی می‌ماند.

(۲) هدف اصلی افزایش انتقال حرارت بر روی لوله بیرونی است. با نسبت انسداد بزرگ‌تر برای تربولاتور، این باعث ایجاد جریان ماریپیچی چرخشی بیشتری می‌شود که مسیر تربولاتور را به سمت پایین دنبال می‌کند. این جریان به دلیل اثر گریز از مرکز سیال سردتر ماریپیچ، به سمت بیرون از لوله داخلی حرکت می‌کند و حرارت را از سطح گرم نشده بیرونی خارج می‌کند.

هنگامی که به ادبیات مربوط به دنده‌های زاویه‌دار داخل یک کانال نگاه می‌کنیم، زاویه تربولاتور (α) معمولاً بین ۳۰ درجه تا ۶۰ درجه است. حتی مواردی وجود دارد که زاویه تربولاتور بسیار بزرگ است، مانند مورد مومین و همکاران [۴] که زوایایی تا ۷۵ درجه را بررسی کردند. برای این مطالعه، زاویه ماریپیچ تربولاتورها برای در بر گرفتن زاویه از ۱۵ درجه تا ۳۰ درجه انتخاب شد. دلیل داشتن زاویه کوچکتر از ادبیات برای جریان کانال، تلاش برای کمک به شبیه‌سازی اثر چرخشی جریان برای کمک به ترویج اثر گریز از مرکز برای فشار دادن جریان سردتر به سمت سطح داغ است. در این حالت، اگر زاویه ۰ درجه بود، مانند تربولاتورهای حلقوی عمل می‌کرد. به همین ترتیب، اگر زاویه ۹۰ درجه بود، مانند تربولاتورهای جریان مستقیم عمل می‌کرد.

پارامترها به‌گونه‌ای انتخاب شدند که با میانگین‌گیری از موارد، برای بهینه‌سازی بیشتر طراحی تا زمانی که هیچ تغییر هندسی برای انجام وجود نداشته باشد، به‌صورت دستی تغییر داده شوند. شکل (۱) نحوه انجام این کار را نشان می‌دهد. پارامترهای a-d مقادیر فاصله را نشان می‌دهند که

جدول (۱) ماتریس آزمایشی را ارائه می‌کند که شامل یک حالت پایه بدون هیچ‌گونه عامل افزایش‌دهنده آشفتگی و همچنین ۵۰ حالت دیگر با استفاده از آشفتگی‌های دایره‌ای و مربعی است.

جدول ۱- آزمون ماتریسی.

Table 1. Test matrix.

Turbulator shape	Square / Circle
Blockage ratio (e/h)	0/56–0/24
Helical angle (α)	15°–30°
Reynolds number	25.000

شرایط مرزی برای این مطالعه در شکل (۶) نشان داده شده است. در مدل‌سازی عددی جریان‌های داخل مبدل‌های حرارتی، انتخاب یک حوزه محاسباتی مبتنی بر تقارن (به‌عنوان مثال، یک قطاع ۴۵ درجه از کل هندسه) به‌عنوان یک استراتژی استاندارد به‌منظور کاهش هزینه‌های محاسباتی و افزایش همگرایی حل عددی شناخته شده است [۷-۸]. در مطالعات خود بر روی جریان‌های حلقوی نشان داده‌اند که استفاده از شرایط مرزی تقارن، در صورتی که هندسه و شرایط جریان از تقارن نسبتاً قوی برخوردار باشند، نتایج دقیقی ارائه می‌دهد.

در همین راستا، فلورنچتر [۹] در بررسی‌های خود بر روی جریان‌های برخوردی (impingement cooling) نشان داده‌اند که استفاده از یک حوزه محاسباتی مبتنی بر تقارن (sector approach) بدون ایجاد اشکال در نتایج، به‌عنوان یک روش معتبر برای مدل‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

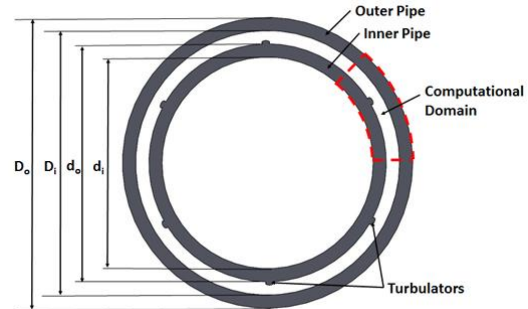
دمای ورودی ثابت ۳۰۰ کلین استفاده شد. لوله بیرونی دارای شار حرارتی ۵/۰ وات بر اینچ مربع (۷۷۵۰ وات بر متر مربع) بود. این ناحیه بخش‌های قبل و بعد از بخش متلاطم و همچنین ناحیه متلاطم مورد نظر است. یک بخش توسعه جریان قبل از تربولاتورهای مارپیچی برای ایجاد جریان یکنواخت ورودی به بخش متلاطم استفاده شد و یک بخش بازیابی جریان پس از آن برای کمک به بازیابی افت فشار از ویژگی‌های افزایش انتقال حرارت قرار داده شد. لوله داخلی و تربولاتورها برای انتقال حرارت شرکت نداشتند. (شرط مرزی آدیاباتیک) تقارن برای هر طرف ناحیه حلقوی ۴۵ درجه ادعا شد. یک شرط مرزی خروجی فشار برای خروجی استفاده شد. یک نشانگر نرخ جریان جرمی هدف ایجاد و برای همه موارد به آن دست یافت شد. هر مورد باید در محدوده عدم قطعیت ۱٪ از نرخ جریان جرمی قرار می‌گرفت تا به‌عنوان یک مورد قابل قبول برای مطالعه پذیرفته شود.

آزمایش روی ۰/۹۲ تنظیم شد. داشتن نسبت قطر بزرگ‌تر باعث می‌شود سرعت جریان بیشتر شود و تأثیر قوی‌تری بر انتقال حرارت نسبت به نسبت قطر حلقوی پایین‌تر داشته باشد. برای کاهش زمان محاسبات، یک قسمت ۴۵ درجه‌ای از حلقوی برای حوزه آزمایش انتخاب شد.



شکل ۳- لوله متحدالمرکز با تربولاتورهای مارپیچی.

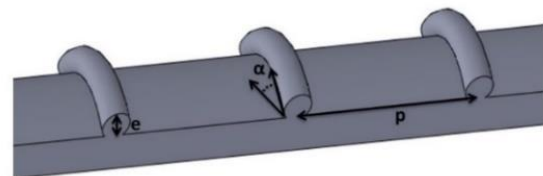
Fig. 3. Concentric tube with helical turbulators.



شکل ۴- نمودار شماتیک برش عرضی مجرای حلقوی با تربولاتورها.

Fig. 4. Cross-sectional schematic view of the annular duct with turbulators.

شکل (۵) نامگذاری مورد استفاده برای پارامترهای هندسی که برای هر طرح تغییر کرده است را نشان می‌دهد. ارتفاع تربولاتور، e ، زاویه مارپیچ، α و فاصله، p در بعد متفاوت بودند. ارتفاع شکاف حلقوی، h برای همه موارد عددی ثابت نگه داشته شد.



شکل ۵- نامگذاری پارامترهای هندسی.

Fig. 5. Nomenclature of geometric parameters.

انتخاب مدل آشفتگی مناسب برای شبیه‌سازی‌های عددی برای پیش‌بینی دقیق داده‌های انتقال حرارت و همچنین صرفه‌جویی در زمان محاسباتی مهم است. شبیه‌سازی گردابه بزرگ (LES) و شبیه‌سازی عددی مستقیم (DNS) روش‌های حل مطلوب برای پیش‌بینی دقیق جریان و انتقال حرارت هستند؛ با این حال، این حل‌کننده‌ها از نظر محاسباتی پرهزینه هستند و در حال حاضر برای بهینه‌سازی بسیار غیرعملی هستند. معادلات ناویه-استوکس میانگین رینولدز (RANS) به جای آن برای پیش‌بینی توزیع جریان و انتقال حرارت استفاده شدند، زیرا زمان محاسباتی را کاهش می‌دهند. مدل مرتبه دوم واقعی‌سازی-k-ε برای این بهینه‌سازی استفاده شد زیرا توسط وانگ و همکاران [۱۰] ثابت شده است که انتقال حرارت و جریان را برای لوله‌های باله‌دار طولی داخلی به درستی شبیه‌سازی می‌کند و زمان‌خان [۱۱] از این مدل برای مشاهده آشفتگی نزدیک دیوار برای جریان حلقوی با توربولاتورهای مارپیچ استفاده کرد. زمان‌خان همچنین مدل k-ω را مطالعه کرد که برای رسیدن به استقلال شبکه به سلول‌های بیشتری نیاز داشت و در نتیجه زمان محاسباتی بیشتری را می‌طلبد. یک حل‌کننده تفکیک‌شده جریان و دمای سیال برای تمام محاسبات عددی استفاده شد.



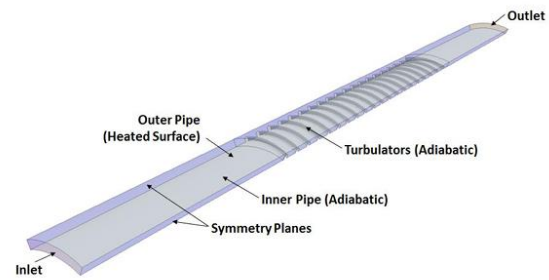
شکل ۸- شبکه مقطع عرضی محاسباتی برای دامنه آشفتگی.

Fig. 8. Computational cross-sectional mesh for the turbulent domain.

$$htc = \frac{q''}{(T_w - T_b)} \quad (2)$$

$$Nu = \frac{htcD_h}{k} \quad (3)$$

یک مطالعه بر روی یک گام عقب‌گرد سه‌بعدی انجام شد که انواع مختلف شبکه شامل سلول‌های چندوجهی، چهاروجهی و شش‌وجهی را مقایسه می‌کرد. تعداد عناصر حجم، افت فشار و زمان اجرا مورد بررسی قرار گرفت. دامنه سیال و شرایط مرزی برای همه موارد ثابت نگه داشته شدند. سلول‌های چهاروجهی دارای چگالی بالای ۱۴/۳ میلیون بودند، پس از آن شش‌وجهی با ۷/۴ میلیون و در نهایت سلول‌های چندوجهی با ۲/۷ میلیون قرار داشتند. تفاوت‌های جزئی در افت فشار همگرا شده برای همه موارد وجود داشت، با این حال مورد چندوجهی بسیار سریع‌تر از بقیه به همگرایی رسید. موارد چندوجهی، شش‌وجهی و چهاروجهی به ترتیب ۴۰۰، ۵۵۰ و ۹۰۰ تکرار نیاز داشتند. با توجه به این موضوع، چهاروجهی طولانی‌ترین زمان اجرا را با بالاترین چگالی سلول‌ها نیز داشت. مورد شش‌وجهی کمی بیش از ۲ برابر سریع‌تر در حل بود و مورد چندوجهی سریع‌ترین حل را با ۴ برابر سریع‌تر از مورد چهاروجهی داشت.



شکل ۶- شرایط مرزی برای حجم سیال.

Fig. 6. Boundary conditions for the fluid domain.

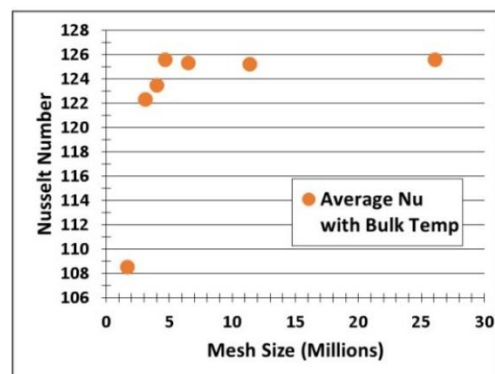
نرخ جریان جرمی با استفاده از عدد رینولدز ثابت ۲۵۰۰۰ تعیین شد. قطر هیدرولیکی حلقوی (بدون توربولاتورها) به عنوان طول مشخصه استفاده می‌شود. رابطه (۱) برای محاسبه عدد رینولدز استفاده می‌شود.

$$Re = \frac{\rho D_h u}{\mu} \quad (1)$$

ضریب انتقال حرارت، htc و عدد ناسلت، Nu هر دو با استفاده از دمای حجمی محلی سیال محاسبه شدند. رابطه (۲ و ۳)

۳ شبکه محاسباتی و مدل‌سازی عددی

شبکه بندی و حل عددی با استفاده از یک نرم‌افزار تجاری به نام STAR-CCM+ انجام شد. آنالیز حساسیت شبکه بر روی حجم کنترل انجام شد تا مشخص شود که جواب عددی با تغییر ریزش‌دگی شبکه تغییر نخواهد کرد. حساسیت شبکه نشان داده شده در شکل (۷) از ۱/۶۷ تا ۲۶/۰۶ میلیون سلول متغیر است. عدد ناسلت میانگین با استفاده از دمای حجمی بین شبکه‌های ۲۶/۰۶ و ۴/۶۶ میلیون سلولی ۰/۰۳ درصد تغییر کرد، بنابراین مشخص شد که پارامترهای شبکه ۴/۶۶ میلیون سلولی برای تمام حالات برای صرفه‌جویی در زمان محاسبات استفاده خواهد شد. شکل (۸) پارامترهای شبکه استفاده شده برای تمام شبیه‌سازی‌ها را نشان می‌دهد.



شکل ۷- حساسیت شبکه.

Fig. 7. Mesh sensitivity.

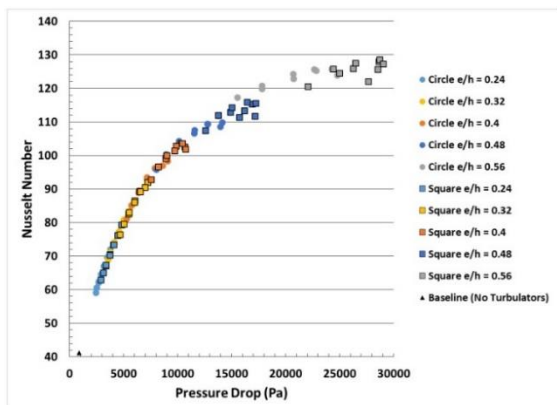
۴ نتایج عددی و بحث

همان‌طور که قبلاً گفته شد، تمرکز این مطالعه بر بررسی حذف حرارت از سطح خارجی یک حلقوی با جریان خنک‌کننده از طریق مسیر جریان حلقوی، با و بدون ویژگی‌های افزایش انتقال حرارت بود. همچنین اثر بالقوه نیروی گریزازمرکز ایجاد شده توسط تربولاتورهای مارپیچی برای حذف حرارت از سطح گرم شده خارجی غیر آشفته مورد بررسی قرار گرفت.

باتوجه به شواهد ارائه‌شده در مطالعات [۷، ۸، ۱۳] فرض تقارن و استفاده از حوزه محاسباتی مبتنی بر قطاع ۴۵ درجه، روش استاندارد و معتبر در مدل‌سازی CFD برای جریان‌های حلقوی است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های ما با داده‌های تجربی و شبیه‌سازی‌های مستقل به‌طور متوسط اختلافی کمتر از ۴ درصد داشته‌اند. علاوه بر این، هرچند که برخی مؤلفه‌های جریان عرضی به‌صورت محلی مشاهده شده‌اند، اما این مؤلفه‌ها تأثیر قابل توجهی بر دقت نتایج ندارند. بنابراین، تمامی شواهد نشان می‌دهد که روش استفاده‌شده، از نظر علمی و عددی قابل قبول و دقیق است.

باوجود اینکه در برخی نقاط از دامنه محاسباتی، مؤلفه‌های جریان عرضی (cross-flow) مشاهده شده‌اند، مطالعات نشان داده‌اند که این اثرات به‌صورت محلی هستند و تغییرات کلی در میدان جریان و انتقال حرارت ایجاد نمی‌کنند. به‌عنوان مثال، نتایج به دست‌آمده در مطالعات [۱۳] بیان می‌کند که وجود جریان‌های عرضی جزئی در نواحی محدود، باعث اختلال عمده در نتایج نمی‌شود. از این رو، نتایج نشان می‌دهد که استفاده از شرایط مرزی تقارن همچنان معتبر و قابل قبول است.

با تکمیل تمام موارد برای هر دو تربولاتور دایره‌ای و مربعی، نمودار جبهه پارتو در شکل (۱۱) قابل مشاهده است. این نمودار نشان می‌دهد که چگونه تغییر در نسبت انسداد و شکل تربولاتور می‌تواند بر افت فشار و عدد ناسلت تأثیر بگذارد. با افزایش نسبت انسداد، جریان در حال حرکت به سمت پایین محدود می‌شود که باعث افزایش فشار و حرکت چرخشی از تربولاتورهای مارپیچی می‌شود.

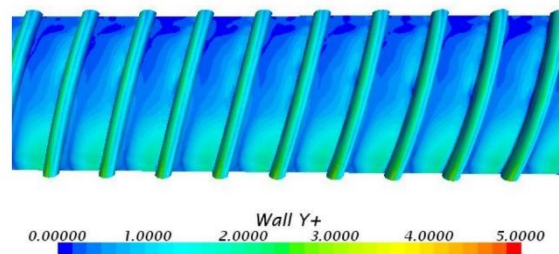


شکل ۱۱- نمودار پارتو برای عدد ناسلت در مقابل افت فشار.

Fig. 11. Pareto chart of Nusselt number versus pressure drop.

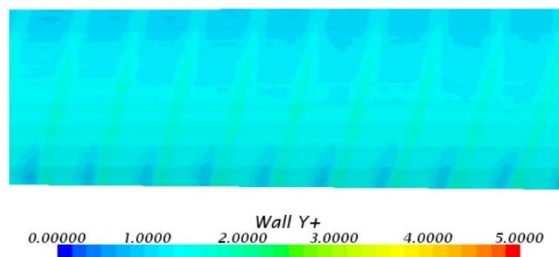
شبکه چندوجهی نشان داد که می‌تواند نتایج دقت معادل سایر شبکه‌ها را تولید کند اما با همگرایی سریع‌تر و تکرارهای کمتر.

پریک [۱۲] مطالعات متعددی در مورد شبکه‌بندی چندوجهی انجام داده است و نتیجه‌گیری آن مقالات نتایج مشابهی را نشان می‌دهد. به همین دلایل، شبکه چندوجهی برای کاهش زمان محاسباتی درحالی که همچنان دقیق باقی می‌ماند، انتخاب شد. سلول چندوجهی دارای وجوه بیشتری نسبت به سلول‌های شش وجهی یا چهاروجهی است که به این معنی است که دارای عملیات ذخیره‌سازی و محاسباتی بیشتری در هر سلول است که به معنای دقت بالاتر است. این نوع سلول برای زمانی که جریان بازگشتی وجود دارد، مانند موردی که تربولاتورها وجود دارند، بسیار مفید است. برای انواع پیچیده حجم‌های کنترل، شبکه‌بندی چندوجهی بسیار برتر از سایر گزینه‌ها است. لایه‌های منشوری نزدیک به دیوار اضافه می‌شوند تا لایه مرزی را با دقت پیش‌بینی کنند. لایه‌های منشوری امکان ثبت صحیح این پدیده را در حالی که اندازه شبکه‌کلی و زمان اجرا حفظ می‌شود، فراهم می‌کنند که امکان همگرایی خوب و نتایج دقیق را فراهم می‌کند. داشتن یک دیوار Y+ کمتر از ۵ امکان پیش‌بینی دقیق داخل ناحیه زیر لایه آرام را فراهم می‌کند که در آن پروفایل‌های سرعت فرض می‌شود آرام و تنش ویسکوز بر برش دیوار غالب است. شکل‌های (۹) و (۱۰) به ترتیب دیوار Y+ را روی سطح تربولاتور و سطح هدف نشان می‌دهند.



شکل ۹- تربولاتور سطح دیواره Y+.

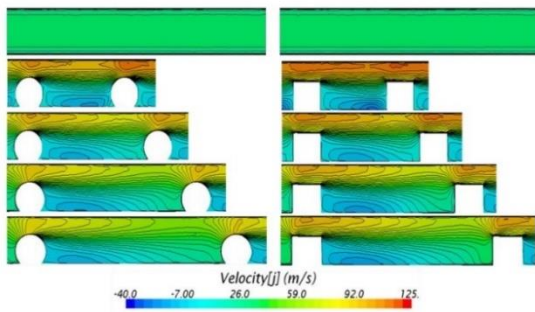
Fig. 9. turbulator of the wall surface Y+.



شکل ۱۰- هدف سطح دیواره Y+.

Fig. 10. Wall surface Y+ target.

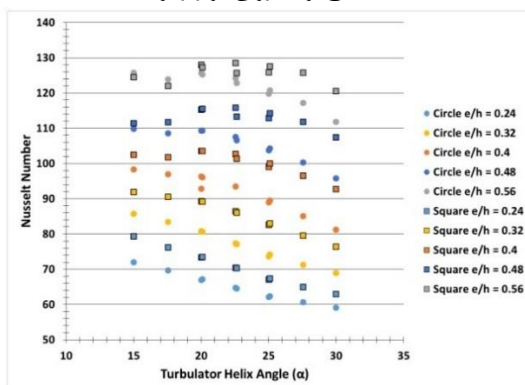
فاصله تربولاتورها برای هر دو شکل دایره‌ای و مربعی مورد بررسی قرار گرفت. در شکل (۱۴)، با افزایش تربولاتورها در محدوده‌ای از زاویه مارپیچ (۱۵ درجه، ۲۰ درجه، ۲۵ درجه، ۳۰ درجه) درحالی‌که e/h ثابت در ۰/۵۶ نگه داشته شد، سرعت و جریان برگشتی با افزایش زاویه مارپیچ کاهش یافت. افت فشار با کاهش فاصله افزایش یافت.



شکل ۱۴ - صفحه برش سرعت برای افزایش زوایای مارپیچ.

Fig. 14. Velocity cut plane for increased helical angles.

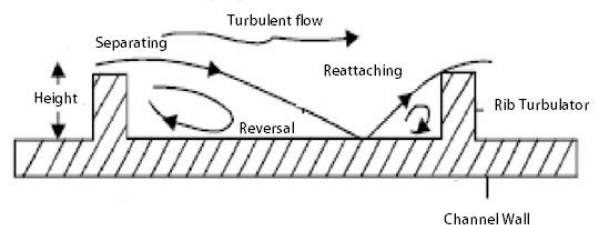
شکل (۱۵) نشان می‌دهد که چگونه عدد ناسلت تحت تأثیر زاویه مارپیچ قرار گرفته است. با افزایش زاویه مارپیچ (فاصله)، عدد ناسلت کاهش یافت. برای مواردی که e/h حداقل ۰/۴ و زاویه مارپیچ ۲۰ درجه است، افزایش عدد ناسلت مشاهده شد. این را می‌توان به گردش مجدد جریان و اثر گردابی بین تربولاتورها در حین حرکت جریان به سمت پایین دست نسبت داد. مواردی با نسبت انسداد کوچکتر قادر به حفظ ناحیه فشار بالای بین تربولاتورها برای ایجاد حرکت گردابی دیده شده توسط بقیه نسبت‌های انسداد بالاتر نبودند. به‌طور متوسط، عدد ناسلت برای هر درصد افزایش در زاویه مارپیچ به ترتیب برای تربولاتورهای دایره‌ای و مربعی ۱/۰ و ۰/۶۲ کاهش یافت. میانگین دمای سطح لوله بیرونی گرم شده به ترتیب برای تربولاتورهای دایره‌ای و مربعی ۰/۸۷ و ۰/۷۶ درجه کلون برای هر درصد افزایش در نسبت انسداد کاهش یافت. تربولاتورهای دایره‌ای تغییر بیشتری در دمای سطح نسبت به مربعی دارند، اما تربولاتورهای مربعی در خنک‌کاری دمای سطح لوله بیرونی مؤثرتر بودند.



شکل ۱۵ - بررسی تغییرات عدد ناسلت با تغییر زاویه مارپیچ.

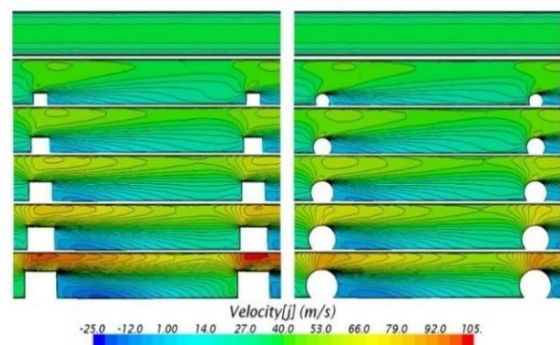
Fig. 15. Investigation of Nusselt number variations with changing helical angle.

شکل (۱۲) شماتیک جریان معمول و انواع ویژگی‌های جریان برای جریان عبوری از روی تربولاتورها/دنده‌ها را نشان می‌دهد. در این شکل می‌توان دید که جدایش جریان با عبور جریان آشفته از روی تربولاتورها رخ می‌دهد. با این جدایش جریان، دوره‌ای از طول در گودال بین تربولاتورها وجود خواهد داشت که در آن جریان معکوس خواهد بود، که همچنین به‌عنوان جریان بازگشت نیز شناخته می‌شود. با توجه به اینکه فاصله تربولاتورها از هم دور است، نقطه‌ای وجود خواهد داشت که این جریان جدا شده با دیواره مجدداً متصل شده و تا رسیدن تربولاتور بعدی به دیواره می‌چسبد. جریان دوباره به هم می‌خورد و از این تربولاتور شتاب می‌گیرد و باعث جدایش دوباره می‌شود و جریان این چرخه را برای هر تعداد تربولاتور باقی‌مانده تکرار می‌کند. کل (۱۳) نشان می‌دهد که چگونه شکل و نسبت انسداد می‌تواند بر سرعت جریان برای یک فاصله ثابت تأثیر بگذارد. برای زاویه مارپیچ ثابت ۳۰ درجه، نسبت‌های انسداد ۰/۲۴، ۰/۳۲، ۰/۴۰، ۰/۴۸، ۰/۵۶ به ترتیب باعث افزایش سرعت شدند. با افزایش نسبت انسداد، منطقه بازگشت بزرگتری بین تربولاتورها وجود داشت. سرعت بالای عبور از تربولاتورها باعث ایجاد یک جیب فشار بالا در زیر آن شد که جریان در آن بازگشت می‌یابد. به دلیل فاصله تربولاتورها، با حرکت جریان به سمت پایین دست، یک حرکت چرخشی رخ داد.



شکل ۱۲ - شماتیک میدان جریان روی تربولاتورها.

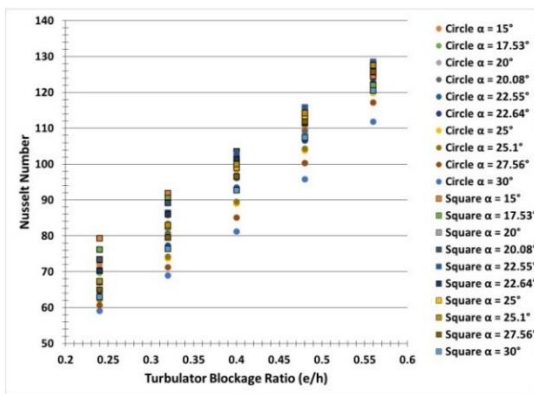
Fig. 12. Schematic of the flow field over the turbulators.



شکل ۱۳ - صفحه برش سرعت برای افزایش نسبت انسداد.

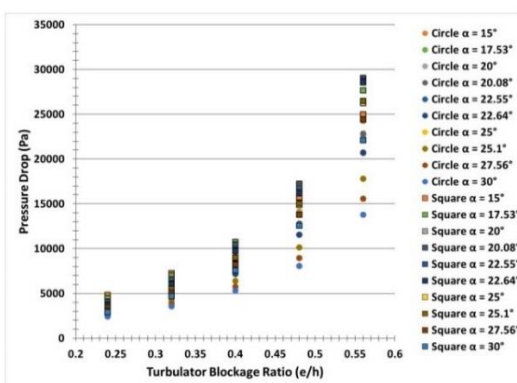
Fig. 13. Velocity cut plane for increased blockage ratio.

هنگامی که به تأثیر نسبت انسداد بر عدد ناسلت نگاه می‌کنیم، می‌توان آن را در شکل (۱۸) مشاهده کرد. عدد ناسلت با افزایش نسبت انسداد به صورت خطی افزایش یافت. شکل مربع افزایش بیشتری در عدد ناسلت نسبت به شکل دایره داشت. برای هر درصد افزایش در e/h ، میانگین عدد ناسلت تقریباً $1/71$ برای دایره و $1/77$ برای تربولاتورهای مربع افزایش یافت. همانطور که در شکل (۱۹) نشان داده شده است، فشار به صورت نمایی با افزایش e/h افزایش یافت. به طور متوسط، افت فشار برای هر درصد افزایش 41 در e/h به ترتیب برای تربولاتورهای دایره و مربع 250 و 335 پاسکال افزایش یافت. تربولاتورهای مربع در حفظ خنک شدن لوله بیرونی با افزایش زاویه ماریپیج بهتر از دایره عمل می‌کنند. تربولاتور دایره ای برای هر درجه افزایش در زاویه ماریپیج 0.55 کلون افزایش یافت در مقایسه با افزایش 0.38 کلون برای مربع.



شکل ۱۸- تأثیر نسبت انسداد بر عدد ناسلت.

Fig. 18. Effect of blockage ratio on Nusselt number.



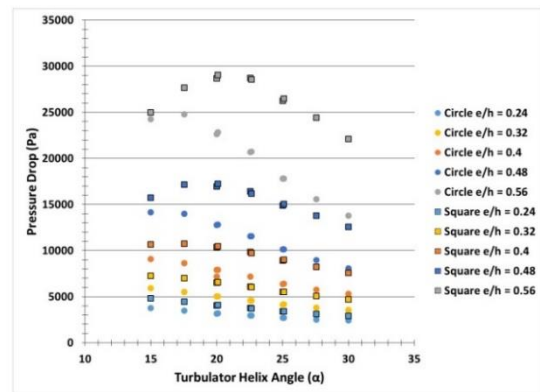
شکل ۱۹- تأثیر افت فشار در مقابل نسبت انسداد.

Fig. 19. Effect of pressure drop versus blockage ratio.

۵ اعتبارسنجی نتایج عددی

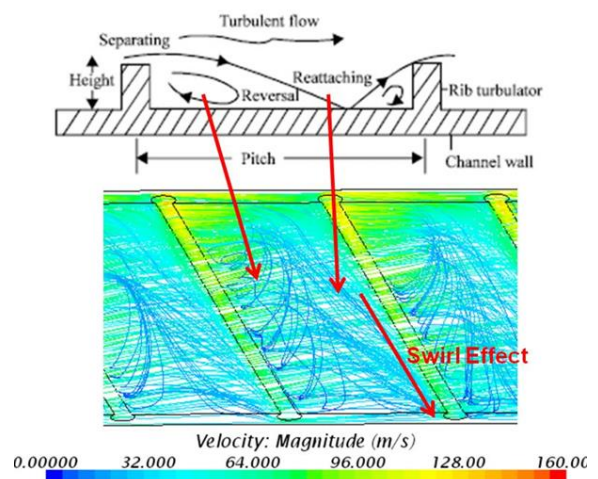
در این مطالعه، جهت اطمینان از صحت و دقت نتایج عددی، چندین روش اعتبارسنجی به کار گرفته شده است. ابتدا، یک مطالعه استقلال شبکه

شکل (۱۶) افت فشار مربوط به زاویه ماریپیج را نشان می‌دهد. با افزایش نسبت انسداد، افت فشار به صورت نمایی افزایش یافت. با افزایش زاویه ماریپیج، افت فشار در یک روند خطی برای مواردی که نسبت انسداد کمتر از 0.4 بود، کاهش یافت. درست مانند عدد ناسلت، افزایش افت فشار در زاویه ماریپیج 20 درجه رخ داد که در آن جریان برگشتی و گردابی بیشترین آشفتگی را داشتند. نمونه‌ای از این اثر گردابی در شکل (۱۷) نشان داده شده است. سرعت بالای تربولاتورها باعث فشار بالا بین تربولاتورها شد که جریان را در حین چرخش بیشتر به سمت پایین جریان بازگرداند. میانگین افت فشار به ازای هر درجه افزایش در زاویه ماریپیج به ترتیب 353 و 163 پاسکال برای تربولاتورهای دایره‌ای و مربعی کاهش یافت. در نسبت‌های انسداد بالاتر، تربولاتور مربعی افت فشار بسیار بیشتری نسبت به دایره‌ای دارد.



شکل ۱۶- بررسی تغییرات افت فشار در مقابل زاویه ماریپیج.

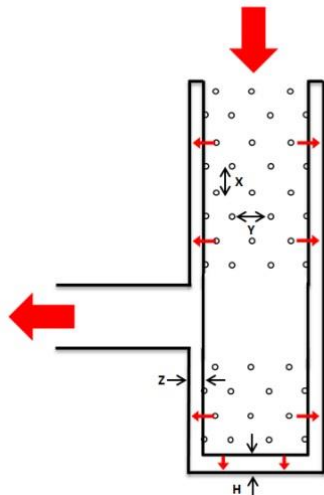
Fig. 16. Investigation of pressure drop variations versus helical angle.



شکل ۱۷- اثر گردابی ناشی از بازگشت جریان بین تربولاتورها و حرکت به سمت پایین دست.

Fig. 17. Effect of vortices caused by flow recirculation between turbulators and downstream movement.

سوراخ‌های برخوردی نیز می‌باشد. جریان برخورد می‌کند و به لوله بیرونی گرم برخورد می‌کند و سپس از طریق یک سوراخ خروجی واقع در فاصله‌ای پایین لوله بیرونی خارج می‌شود.



شکل ۲۰- پیکربندی جریان برخوردی (برش مقطعی).

Fig. 20. Impinging flow configuration (cross-sectional view).

درج مورد استفاده از جنس روهاسل RIMA 110 با هدایت حرارتی $(k=0.285)$ وات بر متر کلین ساخته شده است تا شرایط تقریباً آدیاباتیک را شبیه‌سازی کند. دو درج با Z/D_j و Y/D_j و X/D_j مختلف به صورت تجربی آزمایش شدند. نسبت قطر حلقوی 0.92 برای هر دو هندسه استفاده شد.

یک تأسیسات آزمایشی برای ثبت انتقال حرارت محلی و کلی از برخورد به یک سطح منحنی استفاده شد. برای ایجاد یک شار حرارتی ثابت و یکنواخت در اطراف حلقوی و کلاهک انتهایی، از سه بخش گرمکن استفاده شد. پنج گرمکن در اطراف نیمه بالایی حلقوی خارجی، چهار گرمکن در اطراف نیمه پایینی حلقوی خارجی و یک گرمکن روی کلاهک انتهایی قرار گرفتند. گرمکن‌ها به صورت جداگانه توسط شش رله حالت جامد و واریاک کنترل می‌شوند تا شار حرارتی معادل را تضمین کنند. رله‌ها ظرفیت تا 25 آمپر و $24-380$ ولت AC را دارند. واریاک‌ها ظرفیت 20 آمپر و 120 ولت AC را دارند. شنت‌های مقاومتی شناخته شده با عدم قطعیت کمتر از یک درصد بین رله‌ها و گرمکن‌ها قرار داده شده‌اند. از این شنت‌ها برای اندازه‌گیری صحیح مقاومت مؤثر هر گرمکن پس از گرم شدن استفاده می‌شود. تصویر این تنظیم در شکل (۲۱) نشان داده شده است. رله‌های حالت جامد توسط یک برد رله 16 کاناله مجهز به 12 آمپر و تا 30 ولت DC کنترل می‌شوند. ولتاژ ثابت از طریق رله‌های حالت جامد عبور کرده و توسط میکروکنترلر متصل مستقیم به رایانه با Labview غیرفعال می‌شود.

(Grid Independence Study) انجام شد تا اطمینان حاصل شود که تعداد المان‌های مش (بین 4 تا 6 میلیون المان) به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که با افزایش یا کاهش تعداد المان‌ها تغییر قابل توجهی در نتایج (مانند عدد ناسلت، افت فشار و توزیع سرعت) مشاهده نشود. نتایج نشان می‌دهد که با کاهش تعداد المان‌ها به زیر $4/6$ میلیون، تغییرات نتایج به میزان چند درصد (۱-۲) درصد افزایش می‌یابد که نشان از اهمیت استفاده از شبکه‌های با ریزش معقول در نواحی نزدیک به دیوار دارد. این امر به ویژه در حل دقیق ناحیه زیرلایه (با مقادیر $y+$ بین صفر تا 5 (بسیار حیاتی است، [۱۴-۱۵]); این محدوده برای پیش‌بینی صحیح تنش‌های دیواری و انتقال حرارت در نواحی نزدیک به دیوار توصیه می‌شود.

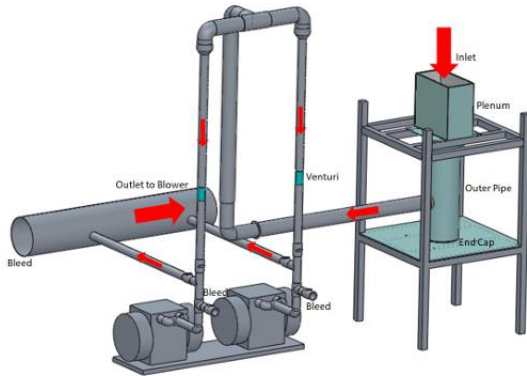
علاوه بر این، تحلیل حساسیت نسبت به پارامترهای عددی مانند تنظیمات حلگر، الگوریتم‌های حل) مانند SIMPLEC و مدل آشفتگی (Realizable $k-\epsilon$) صورت گرفته است. این تحلیل‌ها نشان داده‌اند که نتایج حاصل از شبیه‌سازی از لحاظ عددی نسبت به تغییرات جزئی در این پارامترها پایدار بوده و اختلاف نتایج در حد $\pm 5\%$ درصد باقی‌مانده است. این پایداری نشان‌دهنده صحت و اعتبار مدل عددی به کار رفته می‌باشد.

برای اعتبارسنجی نهایی، نتایج عددی به دست آمده از شبیه‌سازی با روابط تجربی و هم‌بسته‌هایی که در ادبیات موجود به آن‌ها اشاره شده است، مقایسه شده‌اند. مطالعات [۷-۸] نشان داده‌اند که در جریان‌های حلقوی، استفاده از شرایط مرزی مبتنی بر تقارن منجر به نتایج دقیقی در پیش‌بینی انتقال حرارت و افت فشار می‌شود. همچنین، تحقیقات [۹] نشان داده‌اند که مدل‌های عددی با استفاده از حوزه‌های تقارن (sector approach) در مسائل مشابه، با داده‌های تجربی تطابق بالایی دارند؛ اختلاف میان نتایج عددی و داده‌های مرجع به طور متوسط کمتر از 5% درصد گزارش شده است. این رویکرد جامع اعتبارسنجی نشان می‌دهد که مدل عددی ارائه شده از لحاظ عددی و فیزیکی به درستی رفتار جریان در ناحیه‌های حلقوی را منعکس می‌کند و انتخاب شرایط مرزی تقارن، با وجود مؤلفه‌های جریان عرضی در برخی نقاط، تأثیر منفی قابل توجهی بر دقت نتایج ندارد.

۶ تنظیم آزمایشگاهی و کاهش داده‌های برخورد حلقوی

برای آزمایش تأثیرات جریان برخوردی درون یک حلقوی، از دو لوله داخلی مختلف استفاده شد. این لوله‌های داخلی دارای مکان‌های یکسانی برای قرارگیری جت‌های برخوردی در اطراف محیط بودند، اما قطر سوراخ‌های برخوردی متفاوت بود. الگوی جریان در شکل (۲۰) نشان داده شده است. جریان از طریق یک لوله درج وارد می‌شود و از طریق سوراخ‌های برخوردی مختلف واقع در اطراف محیط لوله درج و پایین این لوله عبور می‌کند. پایین لوله درج نیز مسدود شده است اما دارای

هوای گرم در حال گردش در داخل محل آزمایشگاه از بین می‌رود. مخزن آزمایشی در شکل (۲۳) نشان داده شده‌است.



شکل ۲۳- شماتیک دستگاه آزمایشگاه.

Fig. 23. Laboratory setup schematic.

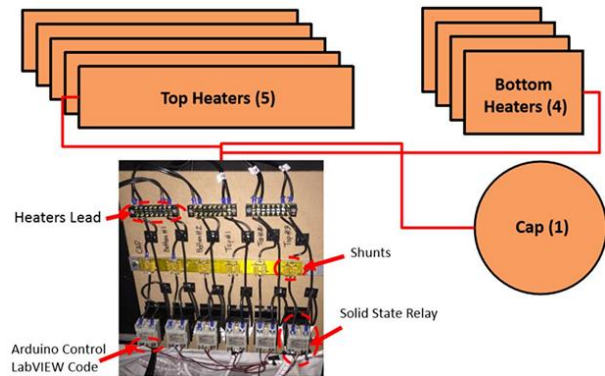
دو نوع مختلف از درج‌های هندسی برای سه عدد رینولدز میانگین مختلف به صورت تجربی آزمایش شدند. برای هر دو درج، قسمت بالایی و منطقه بازیابی فشار دارای پیکربندی یکسانی هستند، با این حال برای قسمت پایین درج، هندسه B (GB) دارای چهار جت محیطی در مقابل سه جت در هندسه A (GA) است. ردیف اضافی جت‌ها طول کل درج را افزایش می‌دهد، در نتیجه حفره بین انتهای درج و کلاهدک آکرلیک را کوچک‌تر می‌کند. کلاهدک انتهایی درج دارای هشت جت برای GA و ۲۳ جت برای GB است. چهار جت محیطی در لبه کلاهدک انتهایی درج برای هر دو هندسه با زاویه برخورد ۴۵ درجه جهت‌دهی شده‌اند. پیکربندی جت و پارامترهای درج را می‌توان در جدول (۲) یافت. همچنین می‌توان مقدار کل جت‌ها و فاصله (H/D_j) بین کلاهدک انتهایی درج و کلاهدک لوله حلقوی را یافت. هر دو هندسه GB و GA برای چندین عدد رینولدز در محدوده ۱۶۰۰۰ تا ۳۳۰۰۰ آزمایش می‌شوند. قطر هیدرولیکی میانگین برای هر مورد هندسی محاسبه می‌شود و به عنوان مقیاس طول عدد رینولدز استفاده می‌شود.

جدول ۲- ورودی پارامترهای هندسی.

Table 2. Geometric parameter inputs.

Geometry	X/D _j	Y/D _j	Z/D _j	H/D _j	Jet #
A	8.4	8.4	1.8	7.4	112
B	9.2	9.2	1.9	2.9	135

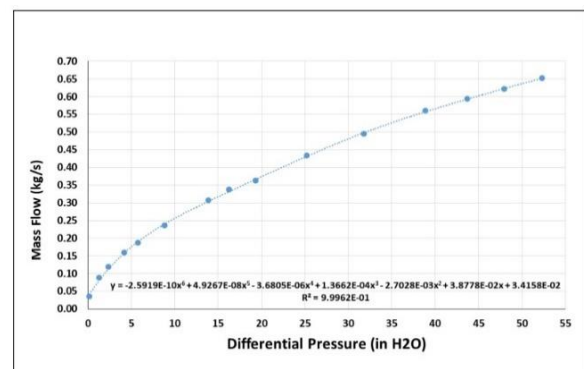
رنگ حساس به دما (TSP) بر روی یک بخش ۱۸۰ درجه‌ای از لوله آکرلیک و کلاهدک انتهایی اعمال شد که در آنجا گرم‌کن‌های پلی‌آمید از طریق چسب حساس به فشار به سطح آزمایش اعمال شدند. گرم‌کن‌های پلی‌آمید کل سطح داخلی لوله و کلاهدک انتهایی را پوشش



شکل ۲۱- پیکربندی کنترل‌کننده حرارتی.

Fig. 21. Thermal control configuration.

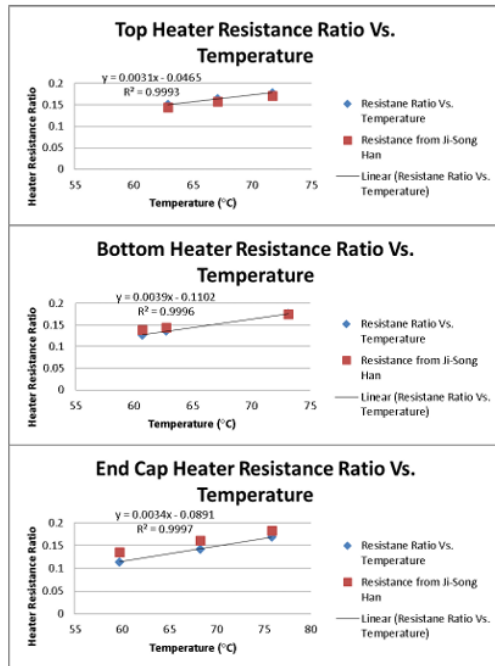
جریان خنک‌کننده خروجی از طریق یک لوله آلومینیومی با طول ۱۵ برابر قطر هیدرولیکی سوراخ خروجی که در منطقه بازیابی فشار لوله آکرلیک قرار دارد، هدایت می‌شود. سیال از طریق سیستم لوله متشکل از لوله‌های PVC برنامهریزی شده ۴۰ با قطر ۳ تا ۱۶ اینچ حرکت می‌کند. سیال به دو ونتوری ۳ اینچی می‌رسد که دما و فشار در سراسر و بالادست ونتوری ثبت می‌شود. منحنی کالیبراسیون ونتوری با استفاده از پیکربندی نازل صوتی به دست آمد و در شکل (۲۲) نشان داده شده است. برای هر دو پیکربندی ونتوری، لوله ده برابر قطر هیدرولیکی بالادست و پنج برابر پایین دست برای اطمینان از توسعه کامل جریان قبل از رسیدن به ونتوری قرار دارد.



شکل ۲۲- منحنی کالیبراسیون ونتوری.

Fig. 22. Venturi calibration curve.

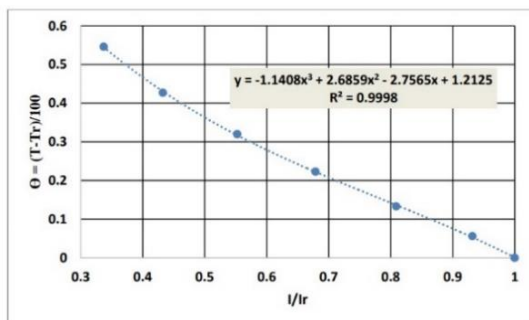
مخزن آزمایشگاهی به گونه‌ای طراحی شده است که در زیر مکش با یک حلقه مدار باز قرار گیرد تا بتوان از یک دمنده Air Tech (250HP) با بالاترین راندمان استفاده کرد. دبی جرمی آزمایشی توسط یک شیر دروازه‌ای که قبل از ورودی دمنده قرار دارد کنترل می‌شود. برای دستیابی به اعداد رینولدز جت میانگین موردنظر، تخلیه هوای قابل توجهی لازم بود. هوا به خارج از سیستم تخلیه می‌شود و در نتیجه



شکل ۲۶- نسبت مقاومت حرارتی در مقابل نمودارهای دم.

Fig. 26. Thermal resistance ratio versus fan curves.

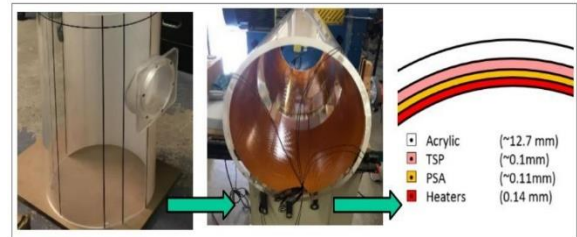
قبل از استفاده، یک منحنی کالیبراسیون برای TSP از یک بخش آزمایشی جداگانه در یک محفظه خلأ بسته، همان طور که در شکل (۲۷) نشان داده شده است، به دست می آید. یک کوپن مسی با یک سنسور آمریکایی از نوع ترمیستور ۵۰ کیلو اهم با دقت $\pm 0.5\%$ درجه سانتی گراد با TSP رنگ می شود. کوپن تا رسیدن به دمای دلخواه با اعمال ولتاژ به یک هیتر چسبیده گرم می شود. در مجموع ۸ تصویر متوالی در محدوده دمایی ۲۵ تا ۸۵ درجه سانتی گراد با دوربین Andor Zyla CMOS گرفته می شود. شدت تصاویر با نسبت شدت گرم شده به شدت غیر گرم شده نرمال می شود و به یک منحنی شماتیک از این تنظیم در شکل (۲۸) نشان داده شده است. اطلاعات دقیق در مورد فرآیند TSP را می توان در پژوهش لیو [۱۶] یافت.



شکل ۲۷- منحنی کالیبراسیون TSP.

Fig. 27. TSP calibration curve.

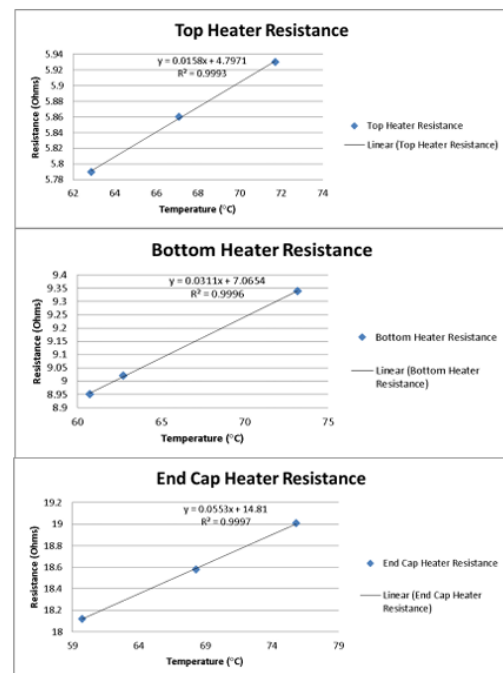
می دهند. شکل (۲۴) نشان می دهد که TSP و گرم کن ها در کجا اعمال شده اند. نوار سیاه روی لوله بیرونی برای پردازش پس از تصویر استفاده شد.



شکل ۲۴- فرآیند کاربرد تست فشار و گرمکن.

Fig. 24. Pressure and heater test application process.

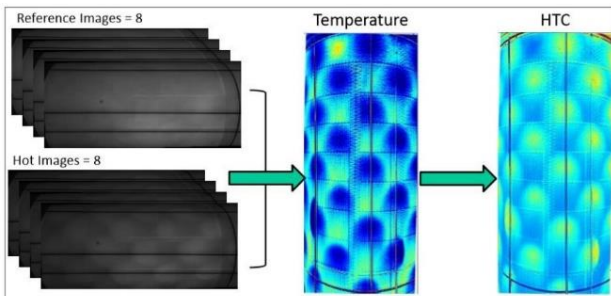
قبل از اعمال گرمکن ها به سطوح آزمایشی، منحنی مقاومت در مقابل دما به دست آمد. گرمکن ها بین دو ورق دو اینچی روهاسل قرار می گیرند که ترموکوپل ها در داخل گرمکن های پلی آمید قرار می گیرند تا دما را ثبت کنند. ولتاژ اعمال شده و پارامترهای مقاومت گرمکن به طور هم زمان ثبت می شوند. از داده های به دست آمده، منحنی های کالیبراسیون برای هر نوع گرمکن برای اهداف کاهش داده ها هنگام پردازش پس از آزمایش ساخته شد که در شکل (۲۵) قابل مشاهده است. همچنین نمودارهای نسبت مقاومت در مقابل دما به دست آمد و با داده های هان مقایسه شد که در شکل (۲۶) نشان داده شده است. از منحنی های کالیبراسیون، مقدار شار حرارتی اعمال شده به سطح داخلی لوله نیز می تواند در طول فرآیند آزمایش تعیین شود.



شکل ۲۵- کالیبراسیون منحنی های حرارتی.

Fig. 25. Calibration of thermal curves.

هر مجموعه شامل هشت تصویر است که با استفاده از کد متلب داخلی توسعه‌یافته حاوی کالیبراسیون TSP ذکر شده در بالا پردازش می‌شوند. نمودار شماتیک نحوه پردازش پس از تصویربرداری گرم و سرد به مقادیر انتقال حرارت در شکل (۳۰) نشان داده شده‌است. اندازه‌گیری‌های دما و فشار برای ورودی محفظه تهویه مطبوع و همچنین در فاصله چهار برابر قطر هیدرولیکی فلنج خروجی به دست می‌آید. از این مقادیر برای کاهش داده‌های تجربی و به‌عنوان شرایط مرزی برای مقایسه شبیه‌سازی‌های عددی استفاده می‌شود.



شکل ۳۰- شماتیک کاهش داده‌های انتقال حرارت.

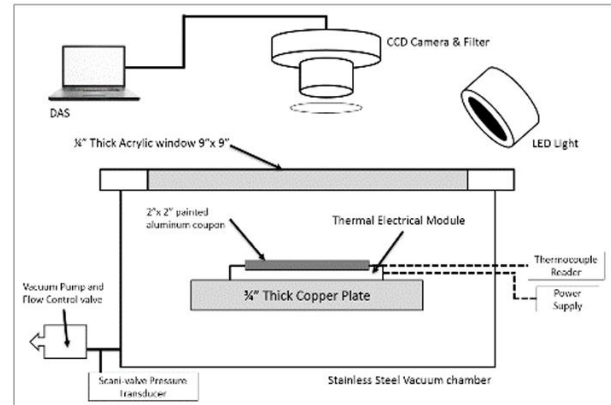
Fig. 30. Heat transfer data reduction schematic.

یک آزمایش نشتی حرارتی بر روی دستگاه آزمایشی انجام شد تا مقدار اتلاف حرارت ناشی از هدایت از طریق دیواره لوله بیرونی اکریلیک را تعیین کند. برای تعیین مقدار اتلاف حرارت ناشی از هدایت، فضای حلقوی کاملاً با عایق فایبرگلاس پر شد و ترموکوپل‌هایی بر روی سطح هیترها و پشت دیواره بیرونی لوله اکریلیک نصب شدند. ورودی‌های حرارتی متعددی اعمال شد و دمای ترموکوپل‌ها در سراسر سطح ثبت گردید. از داده‌های به‌دست‌آمده، یک منحنی اتلاف حرارت در مقابل اختلاف دما مطابق رابطه (۴) رسم شد.

برای تلفات حرارتی ناشی از تابش، عایق فایبرگلاس برداشته شد و تأسیسات کاملاً محصور شد تا هرگونه احتمال همرفت طبیعی از بین برود. آزمایش مشابهی برای هدایت انجام شد و تلفات تابشی به‌عنوان تابعی از اختلاف دمای سطحی به دست آمد که در رابطه (۵) نشان داده شده‌است. برای تخمین هدایت محیطی از روش تفاضل محدود استفاده شد. تغییرات عدد ناسلت کمتر از یک درصد بود، بنابراین نتایج ارائه شده در اینجا اثر هدایت محیطی را نادیده می‌گیرند.

$$q''_{rad} = 0.87 \left[T_w(x, y)^4 - T_{surf}^4 \right] \quad (5)$$

شار حرارتی تولید شده بر روی دیواره داخلی لوله اکریلیک و کلاهک انتهایی توسط گرمایش مقاومتی گرمکن‌های پلی‌آمید تولید می‌شود. معادلات زیر برای محاسبه مقدار حرارت تولید شده استفاده شدند.

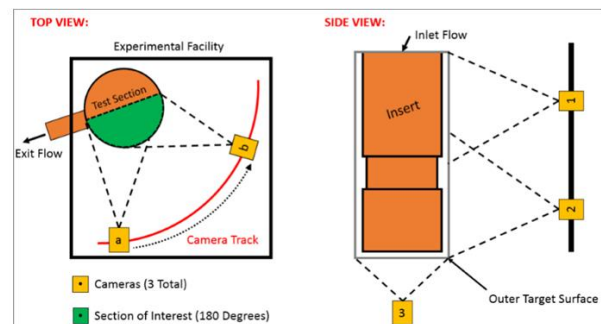


شکل ۲۸- شماتیک کالیبراسیون TSP.

Fig. 28. TSP calibration schematic.

مجهز آزمایشگاهی به‌طور کامل در یک جعبه محصور شده است تا هرگونه نویز ناشی از نور محیط را از بین ببرد. در طول یک آزمایش، دو مجموعه تصویر گرفته می‌شود که موقعیت‌های a و b را پوشش می‌دهند و در مجموع از سه دوربین با وضوح ۲۵۶۰ در ۲۱۶۰ پیکسل استفاده می‌شود. اولین مجموعه تصاویر به‌عنوان تصاویر مرجع (سرد) طبقه‌بندی می‌شوند که در آن هوا به سطح برخورد می‌کند بدون اینکه شار حرارتی اعمال شود. یک مجموعه تصویر در موقعیت a گرفته می‌شود، سپس دوربین‌ها به موقعیت b منتقل می‌شوند که در آنجا یک مجموعه دیگر از تصاویر گرفته می‌شود. سپس، گرمکن‌های پلی‌آمید به شار حرارتی مورد نظر فعال می‌شوند. پس از رسیدن به شرایط پایدار، مجموعه دیگری از تصاویر در موقعیت b گرفته می‌شود و به‌عنوان تصاویر حالت پایدار (داغ) طبقه‌بندی می‌شوند. دوربین‌ها به موقعیت a منتقل می‌شوند که در آنجا روش تصاویر حالت پایدار (داغ) دوباره انجام می‌شود، که در شکل (۲۹) نشان داده شده‌است. مجموعه تصاویر در انتهای کاپ تأسیسات دو بار برای افزونگی و مقایسه انجام می‌شود.

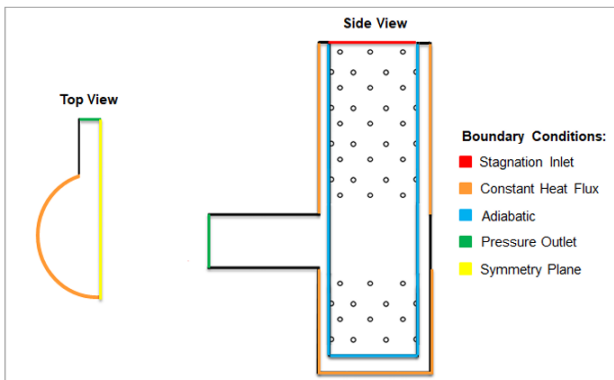
$$q''_{cond} = 4.61 [T_w(x, y) - T_b] \quad (4)$$



شکل ۲۹- موقعیت‌های دوربین دستگاه آزمایشی.

Fig. 29. Camera positions of the experimental setup.

ساده‌سازی‌های فیزیکی برای کاهش زمان محاسباتی CFD انجام شد. صفحه تقارن در مرکز تأسیسات آزمایشی ادعا شد. یک شرط مرزی ورودی سکون در ورودی محفظه اعمال شد که در آن دما و فشار محیط با موارد آزمایشی مطابقت داشت. دیواره‌های درج شده به‌عنوان دیواره‌های صاف، بدون لغزش و آدیاباتیک در نظر گرفته شدند. یک شرط مرزی شار حرارتی ثابت و یکنواخت بدون لغزش بر روی دیواره داخلی لوله اکریلیک و کلاهک اعمال شد. این شرایط مرزی در شکل (۳۱) قابل مشاهده است. شرط خروجی فشار با یک نرخ جریان جرمی هدف تعریف شد تا به اعداد رینولدز جت متوسط تجربی در محدوده (۳۳۰۰۰ تا $Re_j = 16000$) دست یابد.



شکل ۳۱- شرایط مرزی عددی.

Fig. 31. Numerical boundary conditions.

مدل آشفتگی مشتق $k-\varepsilon$ ، v^2-f ، برای مدل‌سازی فیزیک برخورد جت استفاده شد. این مدل به دلیل هزینه محاسباتی بسیار کمتر در مقایسه با شبیه‌سازی عددی مستقیم (DNS) و شبیه‌سازی گردابه بزرگ (LES)، قادر است اثرات آشفتگی نزدیک به دیوار را با دقت بیشتری مدل‌سازی کند v^2-f . یک مدل آشفتگی چهار معادله‌ای است که توسط دورین و همکاران [۱۷] توسعه یافته و توسط زوکرمن و لیور [۱۸] بیشتر تحلیل شده است. این مدل دو معادله اصلی انرژی جنبشی آشفتگی (k) و نرخ پراکنش (ε) و همچنین مقیاس واریانس سرعت اصلاح شده (v^2) و تابع آرامش بیضوی (f) را حل می‌کند. این مدل قادر است تا دیواره یکپارچه شود و آن را برای ثبت اثرات دیوار آشفته ناشی از نوسانات سرعت مماسی و اثرات غیر محلی ایده‌آل می‌سازد. دمای سیال و مدل‌های جریان تفکیک‌شده با استفاده از طرح باد بالا مرتبه دوم حل شدند. باقیمانده‌های تکانه، دما، ضریب انتقال حرارت، فشار و آمار آشفتگی برای الزامات همگرایی دقیقاً کنترل شدند. یک تحلیل حساسیت شبکه برای درک اینکه آیا راه‌حل‌های عددی مستقل از شبکه هستند، تکمیل شد. پس از رسیدن به همگرایی راه‌حل، ۲۵۰۰ مقدار تکرار اضافی برای ضریب انتقال حرارت میانگین گرفته شد و برای محاسبه عدد

$$q''_{gen} = \sum \frac{l^2 R}{A_h} \quad (6)$$

باتوجه به اینکه گرمکن‌های واقع در سطوح پایین، بالا و انتهایی بخش آزمایشی اکریلیک دارای مساحت کل متفاوتی هستند، مقاومت‌های زیر به ترتیب برای گرمکن‌های بالا (Rt)، پایین (Rb) و انتهایی (Rc) به‌عنوان تابعی از دما به دست آمد. (رابطه ۷، ۸ و ۹)

$$R_t = 0.0158(T) + 4.7971 \quad (7)$$

$$R_b = 0.0311(T) + 7.0654 \quad (8)$$

$$R_c = 0.0553(T) + 14.810 \quad (9)$$

با استفاده از فرمولاسیون به‌دست‌آمده برای تلفات تابشی و هدایتی، شار حرارتی مؤثر قابل تعیین است. پس از در نظر گرفتن مکانیزم خنک‌کاری برخوردی، ضریب انتقال حرارت قابل محاسبه است. عدد ناسلت با استفاده از قطر هیدرولیکی میانگین تمام جت‌های برخوردی محاسبه می‌شود.

نسبت فشار از محفظه ورودی به خروجی سوراخ خروجی از نتایج آزمایشگاهی محاسبه و با شبیه‌سازی‌های عددی دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) مقایسه شد.

$$q''_{eff} = q''_{gen} - q''_{cond} - q''_{rad} \quad (10)$$

$$h = \frac{q''_{eff}}{T(x, y) - T_b} \quad (11)$$

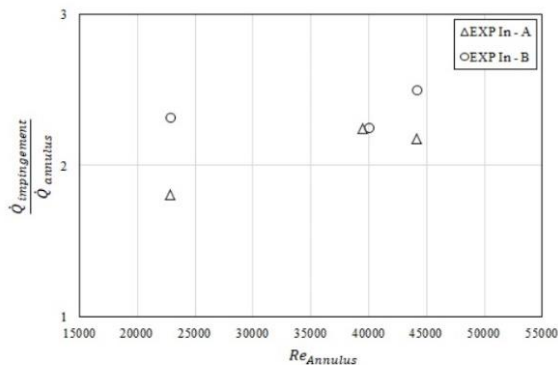
$$Nu = \frac{hD_j}{k} \quad (12)$$

برای ثبت هر مجموعه از تصاویر، به جز در ناحیه کلاهک انتهایی، از لنزهای واید آنگل ۱۰-۲۴ میلی‌متری نیکون استفاده شد. از یک کد تصحیح زاویه دید گسترده برای تبدیل صفحه تصویر استفاده شد. سپس از تصویر برای تبدیل سطح منحنی حلقوی به تخت استفاده شد. تصاویر از طریق یک کد داخلی با تکنیک‌های کاهش داده عبور داده شدند. ضریب انتقال حرارت بدست آمد و در جهت محیطی میانگین‌گیری شد؛ (X/D_j) در جهت جریان مرجع شده است. مبدا (X/D_j) در لبه بالایی درج برخورد قرار دارد.

۷ تنظیم عددی برخورد حلقوی

نتایج تجربی برای اعتبارسنجی با CFD مقایسه شدند. نرم‌افزار عددی انتخاب شده Star-CCM+ بود. برای مقایسه دقیق بین CFD و آزمایش، شرایط مرزی مستقیماً از نتایج تجربی تأمین شدند. با این حال،

نسبت حلقوی، عدد رینولدز و عدد پراتنل پیش‌بینی می‌کند. با استفاده از دبی جرمی تجربی و فاصله حلقوی، نرخ حرارتی کل (Q) برای همرفت اجباری در یک مجرای حلقوی متحدالمرکز محاسبه شد که در آن لوله داخلی عایق‌بندی شده و لوله خارجی دارای شرط شار حرارتی ثابت اعمال شده بود. با استفاده از تحلیل اختلاف دمای میانگین لگاریتمی (LMTD)، نرخ حرارتی کل برای حالتی که هیچ برخوردی وجود نداشت، محاسبه شد. نرخ انتقال حرارت کل به‌صورت تجربی برای هر دو هندسه GA و GB به دست آمد. نرخ حرارت برای حالت حلقوی ساده به‌عنوان پایه برای هر دو حالت تجربی استفاده شد. همان‌طور که از شکل (۳۴) قابل مشاهده است، استفاده از طراحی برخورد جت پراکنده منجر به بهبود در اثربخشی نرخ حرارت شد. در مقایسه با مکانیزم خنک‌کاری همرفت متداول، برخورد جت برای یک دبی جرمی معین، اثربخشی حذف حرارت بالاتری را ایجاد کرد. این رفتار را می‌توان به تجدید مداوم جریان خنک‌کننده ناشی از برخورد جت بر سطح گرم شده نسبت داد. برای مکانیزم برخورد، لایه مرزی در مقایسه با همرفت که لایه مرزی افزایش می‌یابد تا زمانی که کاملاً فضای حلقوی را پر کند، بسیار نازک‌تر است.

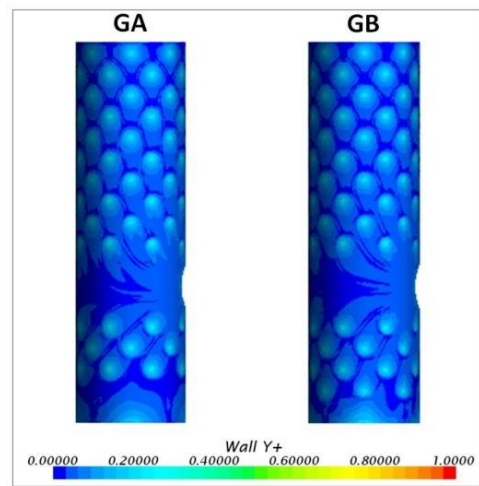


شکل ۳۴- نسبت بهبود برای هر دو هندسه‌ی آزمایشگاهی در مقایسه با CFD برای خنک‌کاری همرفتی.

Fig. 34. Improvement comparison for both experimental geometries versus CFD for convective cooling.

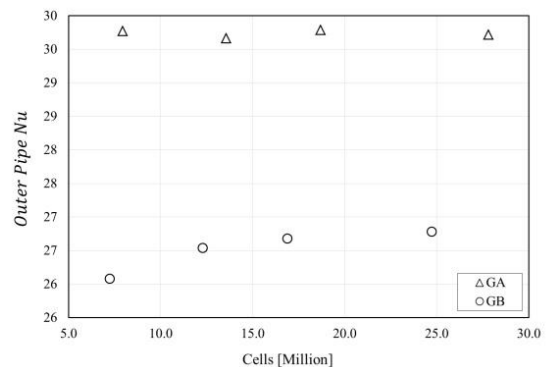
رفتار کلی انتقال حرارت بین هندسه پایه و برخورد متفاوت است. برای لوله حلقوی متحدالمرکز همرفت اجباری، اثربخشی انتقال حرارت با حرکت سیال از ورودی به خروجی برای یک طول مشخص کاهش می‌یابد. مکانیزم همرفتی توزیع خنک‌کاری غیر یکنواختی را در طول لوله حلقوی ایجاد می‌کند که به نوبه خود می‌تواند بر عمر مفید کلی مواد تأثیر بگذارد، برای مثال روش‌های خنک‌کاری برای اهداف کاربردهای صنعتی. برای دستیابی به انتقال حرارت بالاتر، باید از نرخ جریان جرمی قابل توجهی استفاده شود که مستلزم جریمه فشار بزرگ‌تری است. در مورد برخورد جت، می‌توان توزیع انتقال حرارت یکنواخت را با نرخ جریان جرمی و جریمه فشار کمتر به دست آورد. با این حال، مورد برخورد از احتمال تخریب جت ناشی از جریان متقاطع جت‌های در حال تعامل رنج می‌برد.

ناسلت با استفاده از قطر جت میانگین به‌عنوان مقیاس طول برای هر هندسه استفاده شد. عدد ناسلت کل برای دیوار حلقوی، دما و فشار در خروجی دامنه به‌عنوان پارامترهای بررسی برای تحلیل حساسیت استفاده شدند. شبکه شبیه‌سازی عددی مورد استفاده در این مطالعه نیز بر اساس توانایی تعداد سلول‌ها برای ارائه ($Y+$) تا حد امکان نزدیک به یک بود. شکل (۳۲) دیوار $Y+$ را برای هر بخش حلقوی هندسه نشان می‌دهد. با حداکثر مقدار کمتر از یک، جریان در لایه زیرلایه چسبیده با دقت پیش‌بینی خواهد شد. شکل (۳۳) استقلال شبکه را برای موارد تحلیل شده نشان می‌دهد. نتیجه‌گیری شد که تعداد شبکه ۱۳ میلیون سلول و ۱۲ میلیون سلول به ترتیب برای GA و GB کافی است.



شکل ۳۲- دیوار حلقوی بیرونی $Y+$ برای هندسه A و B.

Fig. 32. Outer annular wall $Y+$ for geometries A and B.



شکل ۳۳- تحلیل حساسیت شبکه برای هندسه‌های A و B.

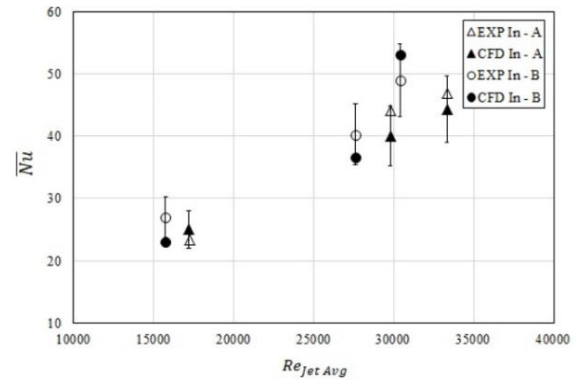
Fig. 33. Mesh sensitivity analysis for geometries A and B.

۸ نتایج برخورد حلقوی

نتایج آزمایشگاهی برای ده جت اول با همرفت اجباری برای یک لوله حلقوی متحدالمرکز مقایسه می‌شود. این همبستگی عدد ناسلت را به‌عنوان تابعی از

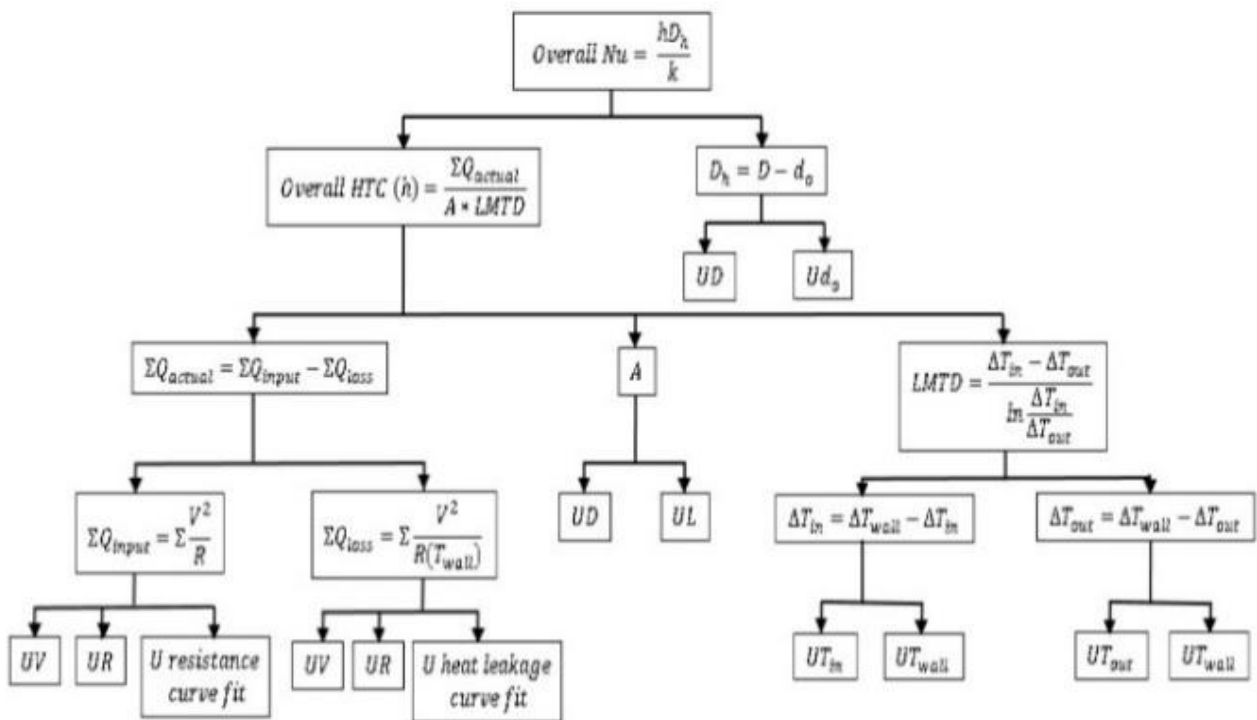
شکل (۳۵) نشان می‌دهد که برای نسبت حلقوی یکسان، با افزایش نرخ جریان جرمی، میانگین سطحی عدد ناسلت کلی افزایش می‌یابد. این الگو از مطالعات برخورد معمولی انجام شده توسط فلورچترز و همکاران [۱۹] پیروی می‌کند که برای یک (Z/D_j) مشخص، با افزایش عدد رینولدز جت، عدد ناسلت به صورت یکنواخت افزایش می‌یابد. نتایج عددی برای هر عدد رینولدز جت میانگین با نتایج تجربی مقایسه شد، با نوار عدم قطعیت ۱۲ درصد. عدم قطعیت تجربی با استفاده از روش‌های مشخص شده بر روی یک فاصله اطمینان ۹۵ درصد محاسبه شد [۲۰].

شکل‌های (۳۶) و (۳۷) به ترتیب نمودارهای عدم قطعیت برای عدد ناسلت و عدد رینولدز را نشان می‌دهند. با در نظر گرفتن تمام عدم قطعیت‌ها، جدول (۳) مقادیر درصد انحراف، دقت و کل عدم قطعیت تجربی را فهرست می‌کند.



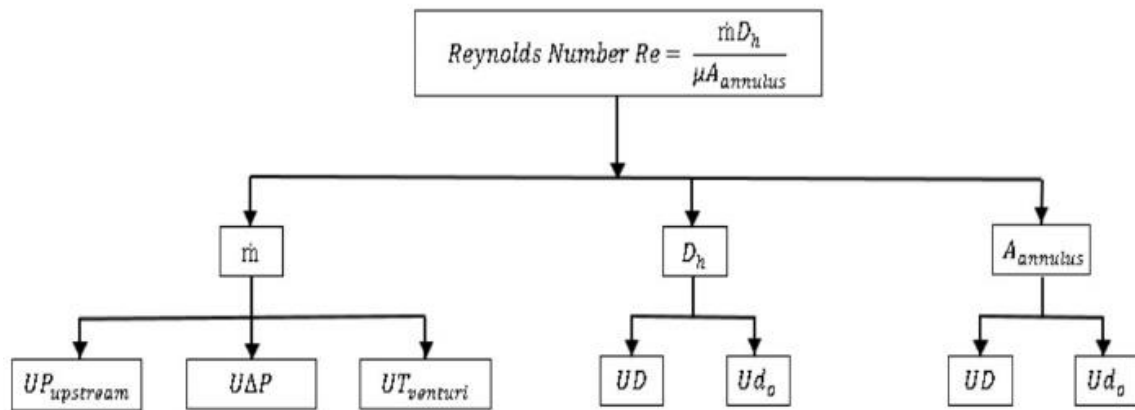
شکل ۳۵- عدد ناسلت میانگین سطحی برای الگوی برخورد جت‌های متناوب بر روی لوله حلقوی هم مرکز با حلقه بیرونی گرم‌شده.

Fig. 35. Surface-averaged Nusselt number for the alternating jet impingement pattern on a concentric annular tube with heated outer ring.



شکل ۳۶- نمودار نشان‌دهنده پراکندگی عدد ناسلت.

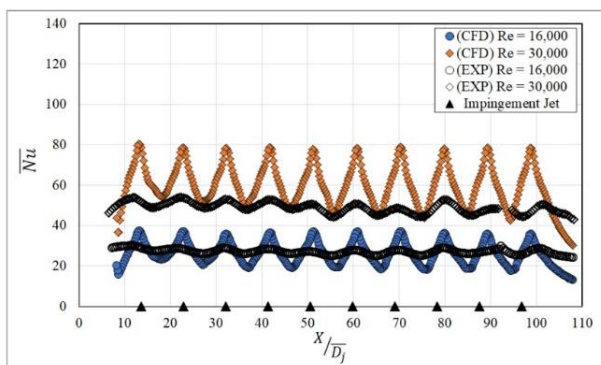
Fig. 36. Chart showing Nusselt number distribution.



شکل ۳۷- نمودار نشان‌دهنده پراکندگی عدد رینولدز.

Fig. 37. Chart showing Reynolds number distribution.

عدد ناسلت میانگین جانبی با میانگین‌گیری از پروفایل‌های تجربی در جهت جریان با عدم قطعیت ۱۲ درصد محاسبه شد. شکل‌های (۳۸) و (۳۹) نشان می‌دهند که نقطه سکون از محل برخورد جت با یک روند نزولی برای بزرگی عدد ناسلت در جهت جریان برای هر دو هندسه تجربی تغییر مکان می‌دهد. مقدار میانگین سطحی عدد ناسلت به دلیل برهم‌کنش جریان متقاطع بین جت‌ها کاهش می‌یابد، جایی که ضخامت لایه مرزی رشد می‌کند و بر انتقال حرارت در سطح هدف تأثیر منفی می‌گذارد.



شکل ۳۹- مقایسه عدد ناسلت میانگین سطح جانبی بین CFD و داده‌های تجربی برای هندسه B.

Fig. 39. Comparison of surface-averaged Nusselt number between CFD and experimental data for geometry B.

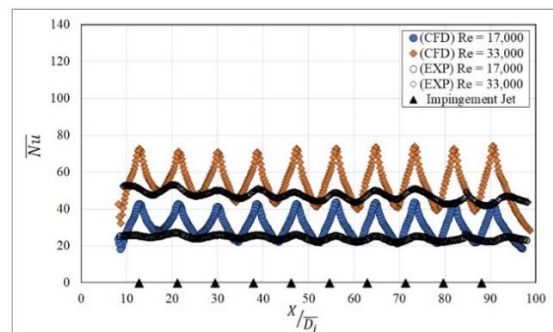
برای هندسه A، جابه‌جایی نقطه سکون پس از ششمین محل برخورد جت بر روی سطح هدف مشهودتر می‌شود. جریان متقاطع به دلیل تجمع جریان بالادست، به سمت آخرین جت قوی‌تر می‌شود. برهم‌کنش جت به جت، اثربخشی انتقال حرارت برخوردی را کاهش می‌دهد و توسط جریان

جدول ۳- عدم قطعیت محاسبه شده تجربی.

Table 3. Calculated experimental uncertainty.

-	Bias	Precision	Total
Nusselt number	%5.10	%4/18	%12/2 5
Reynolds number	%0/50	%1/09	%1/20

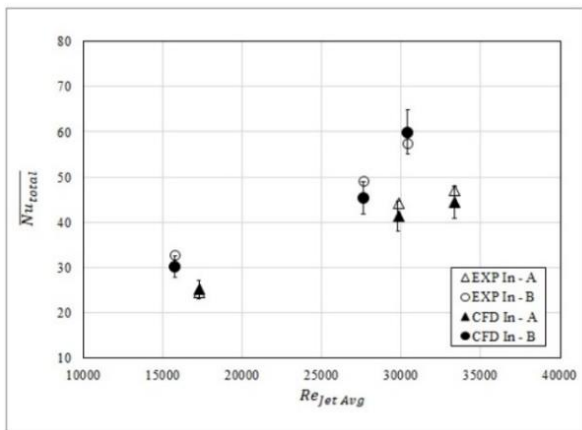
فرض غالب برای مسئله برخورد جت که از طریق ادبیات یافت می‌شود، استفاده از یک سطح هدف تخت برای نمایش سطح منحنی است. تأثیرات احتمالی انحنا بر انتقال حرارت به دلیل شعاع انحنای سطح هدف که به‌طور قابل‌توجهی بزرگ‌تر از قطر جت است، ناچیز فرض می‌شود. با این حال، انحنای قوی و اثرات جریان متقاطع می‌توانند در هنگام تحلیل میانگین عدد ناسلت سطح جانبی برای هندسه‌های ارائه شده در اینجا یافت شوند.



شکل ۳۸- مقایسه عدد ناسلت میانگین سطح جانبی بین CFD و داده‌های تجربی برای هندسه A.

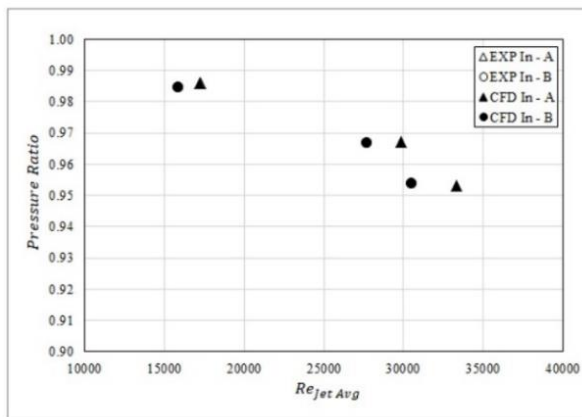
Fig. 38. Comparison of surface-averaged Nusselt number between CFD and experimental data for geometry A.

عدد ناسلت کل کلی با میانگین‌گیری از کلاهدک انتهایی محیطی و دیواره حلقوی محاسبه شد. نتایج در شکل (۴۱) نشان داده شده است. مشاهده شد که نرخ انتقال حرارت کلی برای GB بزرگ‌تر از GA است. نسبت‌های فشار برای آزمایش‌های تجربی در شکل (۴۲) نشان داده شده است. فشار ورودی و فشار واقع در پایین دست لوله حفره خروجی چهار برابر قطر هیدرولیکی حفره خروجی برای تعیین نسبت‌های فشار استفاده شد.



شکل ۴۱- مقدار کل عدد ناسلت تجربی (دیواره حلقوی و سرپوش) برای هر دو هندسه.

Fig. 41. Total experimental Nusselt number (annular wall and end cover) for both geometries.



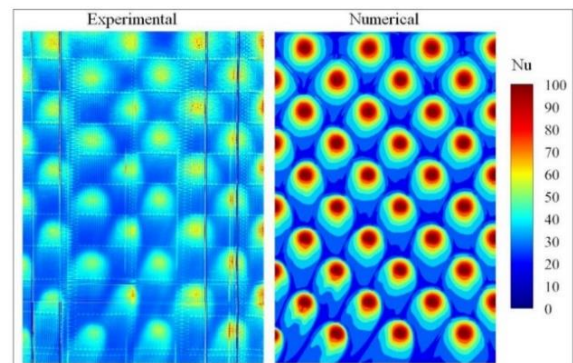
شکل ۴۲- نسبت فشار آزمایشی به دست آمده برای هر دو هندسه.

Fig. 42. Obtained experimental pressure ratio for both geometries.

می‌توان نتیجه گرفت که اگرچه سیال بیشتری به فضای حلقوی برای تزریق شد، اما برای جبران تفاوت بین دیواره حلقوی و کلاهدک انتهایی کافی نبود GB. توانست خنک‌کاری کلی سطح بیرونی را بهتر از GA با تقریباً همان جریمه فشار ارائه دهد. برای حذف حرارت در این نوع میدل حرارتی، GB طراحی بهینه را بین هر دو هندسه ارائه

مقاطع محیطی تشدید می‌شود. اثر جریان متقاطع همچنین انتقال حرارت همرفتی را افزایش می‌دهد، اما مکانیزم خنک‌کاری برخوردی را کاهش می‌دهد. از شکل (۴۰) می‌توان مشاهده کرد که ضریب انتقال حرارت برای برخورد جت به دلیل جریان متقاطع بیشتر از خنک‌کاری همرفتی است که همین رفتار توسط فلورچتر [۲۱] نیز یافت شده است.

هوای وارد شده به شکاف حلقوی از بالای درج جمع شده و به سمت منطقه بازبایی فشار حرکت می‌کند که خروجی سوراخ خروجی در آنجا قرار دارد. جریان یک جزء چرخشی را نشان می‌دهد؛ زیرا سیال از منطقه بازبایی فشار خارج می‌شود. این رفتار جریان متقاطع را در جهت محیطی افزایش می‌دهد که اثر انتقال حرارت برخورد جت را برای جت‌های نزدیک به منطقه بازبایی فشار کاهش می‌دهد. در همان زمان، ضریب انتقال حرارت همرفتی برای دو ردیف آخر جت‌ها افزایش می‌یابد و در نتیجه خنک‌کاری دیواره حلقوی مطلوب را حفظ می‌کند. کاهش برخورد جت بیشتر برای جت‌های نزدیک‌تر به سوراخ خروجی مشاهده شد. همان‌طور که در مقایسه میانگین سطح جانبی بین نتایج تجربی و عددی دیده می‌شود، دو ردیف جت آخر از رفتار جریان متقاطع محیطی شدید رنج می‌برند که در شکل (۴۰) نشان داده شده است. بزرگی عدد ناسلت میانگین سطحی با افزایش عدد رینولدز میانگین جت افزایش یافت. از شکل‌های (۳۸) و (۳۹) نتیجه‌گیری شد که پروفایل‌های میانگین سطح جانبی مستقل از بزرگی عدد رینولدز هستند که با معیارهای مشابهی که در ادبیات یافت می‌شود، مطابقت دارند. علاوه بر این، مشخص شد که نتایج CFD قادر به پیش‌بینی صحیح منطقه سکون پس از جت هشتم برای هر دو هندسه نیستند؛ با این حال، الگوی برخورد جت به درستی ثبت شد. نتایج عددی، جابجایی منطقه سکون را در مقایسه با نتایج تجربی دست کم می‌گیرند.



شکل ۴۰- مقایسه عدد ناسلت بین نتایج آزمایشگاهی و عددی برای هندسه A و عدد رینولدز برابر با ۳۰۰۰۰.

Fig. 40. Comparison of Nusselt number between experimental and numerical results for geometry A at Reynolds number of 30,000.

استفاده می‌شود، طراحی هندسه B توصیه می‌شود. استفاده از مکانیسم خنک‌کاری برخوردی جت توزیع انتقال حرارت یکنواخت‌تری را در مقایسه با خنک‌کاری همرفت اجباری ارائه می‌دهد. پس از بررسی، مبدل‌های حرارتی که دارای تربولاتورهای داخلی یا جت‌های برخوردی هستند می‌توانند خرابی قطعات ناشی از بارهای حرارتی بالاتر در کاربردهای مبدل حرارتی صنعتی را به دلیل قابلیت‌های انتقال حرارت بالای دیواره خارجی گرم شده حلقوی کاهش دهند.

تعارض منافع

هیچ‌گونه تعارض منافع توسط نویسندگان بیان نشده‌است.

مراجع

- [1] J. Han and S. Dutta, "Internal convection heat transfer and cooling: An experimental approach," *Lecture Series-van Kareman Institute for Fluid Dynamics*, vol. 5, pp. C1-C147, 1995.
- [2] C. V. M. Braga and F. E. M. Saboya, "Turbulent heat transfer, pressure drop and fin efficiency in annular regions with continuous longitudinal rectangular fins," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 20, no. 2, pp. 55-65, 1999, [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(99\)00026-6](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(99)00026-6).
- [3] J. Hossain *et al.*, "Use of rib turbulators to enhance postimpingement heat transfer for curved surface," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 139, no. 7, 2017, Art. no. 071901, <https://doi.org/10.1115/1.4035659>.
- [4] A. M. E. Momin, J. Saini, and S. Solanki, "Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, no. 16, pp. 3396-3383, 2002, [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00046-7](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00046-7).
- [5] L. Al-Hadhrami, T. Griffith, and J. C. Han, "Heat transfer in two-pass rotating rectangular channels (AR= 2) with five different orientations of 45deg V-shaped rib turbulators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 125, no. 2, pp. 232-242, 2003, <https://doi.org/10.1115/1.1561455>.
- [6] W. Kays and E. Leung, "Heat transfer in annular passages-hydrodynamically developed turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 6, no. 7, pp. 557-537, 1963, [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(63\)90012-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(63)90012-7).
- [7] J. Dirker and J. P. Meyer, "Convective heat transfer coefficients in concentric annuli," *Heat Transfer Engineering*, vol. 26, no. 2, pp. 38-44, 2005, <https://doi.org/10.1080/01457630590897097>.

می‌دهد. افت فشار از ورودی به خروجی بادقت از مدل شبیه‌سازی عددی پیش‌بینی شد.

۹ نتیجه‌گیری

بر اساس تمام شبیه‌سازی‌های انجام شده، تربولاتورها انتقال حرارت بالاتری را ترویج می‌دهند. مشخص شد که با افزایش نسبت انسداد و کاهش فاصله، عدد ناسلت بالاتری حاصل می‌شود؛ اما افزایش افت فشار نیز رخ می‌دهد. با افزایش نسبت انسداد، آشفته‌گی ناشی از تربولاتورهای مارپیچی اثر "گردابی" قوی‌تری را در داخل حلقوی ایجاد می‌کند که انتقال حرارت بیشتری را ترویج می‌دهد. برای مواردی که نسبت انسداد ۰/۴۸ یا بیشتر است، مبادله عدد ناسلت و افت فشار به اندازه مواردی که نسبت‌های انسداد کوچک‌تر بودند، سودمند نیست. شکل تربولاتور نیز بر انتقال حرارت تأثیر گذاشت. تربولاتور مربعی انتقال حرارت بالاتری را نسبت به تربولاتور دایره‌ای ترویج می‌دهد؛ اما افت فشار به‌طور قابل‌توجهی افزایش می‌یابد زمانی که زاویه مارپیچ بیشتر از ۲۰ درجه و نسبت انسداد بیشتر از ۰/۴۸ باشد. تحقیقات تجربی و عددی مفصلی برای دو هندسه مختلف متشکل از پیکربندی جت برخوردی جابه‌جا شده انجام شد. هر دو درج برخوردی در X/D_j ، S/D_j ، Z/D_j ، قطر جت، تعداد جت و H/D_j متفاوت هستند. سه عدد رینولدز جت میانگین مختلف آزمایش شدند و برای اعتبارسنجی نتایج CFD استفاده شدند. ده جت برخوردی اول و کلاهدک انتهایی برای هر دو هندسه مورد تحلیل قرار گرفتند. مشخص شد که برای هر دو هندسه A و B، کارایی جت برخوردی برای جت‌های نزدیک به ناحیه بازبایی فشار کاهش می‌یابد. جریان متقاطع جریان مستقیم را می‌توان در عدد ناسلت میانگین سطح جانبی مشاهده کرد که جابه‌جایی رکود قابل‌توجه جت را پس از ردیف پنجم جت‌ها برای هر دو هندسه می‌توان مشاهده کرد. دو جت آخر به دلیل جریان متقاطع محیطی و جریان مستقیم از تخریب بزرگ‌تری رنج می‌برند. برای پشتیبانی از نتایج تجربی، از ابزار CFD برای مقایسه مقادیر میانگین سطحی از کلاهدک انتهایی و دیواره حلقوی استفاده شد. شبیه‌سازی عددی با استفاده از شرایط آزمایشگاهی یکسان برای مقایسه یک‌به‌یک انجام شد CFD. توانست قله‌های رکود را برای برخورد جت بادقت پیش‌بینی کند، اما نتوانست جریان متقاطع محیطی مشاهده شده برای جت‌های نزدیک به ناحیه بازبایی فشار را پیش‌بینی کند. جریان متقاطع محیطی کارایی انتقال حرارت برخوردی را کاهش داد؛ اما به حفظ خنک‌کنندگی همرفتی بزرگ برای مناطق جت به جت کمک کرد. نتیجه‌گیری شد که GB توانست حرارت بیشتری را در مقایسه با GA با جت‌های برخوردی بیشتر و جریمه فشار یکسان برای یک نرخ جریان جرمی مشخص حذف کند. در نتیجه برای طراحی مبدل حرارتی که در آن از درج برخوردی برای حذف حرارت از سطح خارجی لوله حلقوی

- no. 4, pp. 659-664, 1995, <https://doi.org/10.2514/3.12628>.
- [18] N. Zuckerman and N. Lior, "Jet impingement heat transfer-physics, correlations, and numerical modeling," *Advances in Heat Transfer*, vol. 39, pp. 565-631, 2006, [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(06\)39006-5](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(06)39006-5).
- [19] L. Florschuetz, D. E. Metzger, and C. Truman, "Jet array impingement with crossflow-correlation of streamwise resolved flow and heat transfer distributions," 1981.
- [20] R. S. Figliola and D. E. Beasley, "Theory and design for mechanical measurements," *Measurement Science and Technology*, vol. 12, no. 10, 2001, Art. no. 1743, <https://doi.org/10.1088/0957-0233/12/10/701>.
- [21] L. Florschuetz, D. Metzger, and C. Su, "Heat transfer characteristics for jet array impingement with initial crossflow," *Journal of Heat Transfer*, vol. 106, no. 1, pp. 34-41, 1984, <https://doi.org/10.1115/1.3246656>.
- [22] S. Y. Waware, S. S. Kore, and S. P. Patil, "Heat transfer enhancement in tubular heat exchanger with jet impingement-a review," *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 101, no. 2, pp. 8-25, 2023, <https://doi.org/10.37934/arfmts.101.2.825>.
- [23] A. S. Kurhade *et al.*, "Investigating the effect of heat transfer influenced by the application of wavy corrugated twisted tape inserts in double pipe heat exchangers," *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 122, no. 2, pp. 146-155, 2024, <https://doi.org/10.37934/arfmts.122.2.146155>.
- [24] S. S. Kore, M. K. Chaudhary, P. S. Bhambare, and D. K. Kaithari, "The heat transfer and fluid flow investigations of single dimple with straight and curved arch turbulator within in a duct," *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 115, no. 1, pp. 206-216, 2024, <https://doi.org/10.37934/arfmts.115.1.206216>.
- [8] V. Gnielinski, "Heat transfer coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts," *Heat Transfer Engineering*, vol. 30, no. 6, pp. 431-436, 2009, <https://doi.org/10.1080/01457630802528661>
- [9] L. Florschuetz, D. Metzger, D. Takeuchi, and R. Berry, "Multiple jet impingement heat transfer characteristic-experimental investigation of in-line and staggered arrays with crossflow," 1980.
- [10] W. Qiuwang, L. Mei, and Z. Min, "Effect of blocked core-tube diameter on heat transfer performance of internally longitudinal finned tubes," *Heat Transfer Engineering*, vol. 29, no. 1, pp. 107-115, 2008, <https://doi.org/10.1080/09647040701677672>.
- [11] P. Zamankhan, "Heat transfer in counterflow heat exchangers with helical turbulators," *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, vol. 15, no. 10, pp. 2894-2907, 2010, <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2009.10.025>.
- [12] M. Peric, "Flow simulation using control volumes of arbitrary polyhedral shape," *ERCOFTAC Bulletin*, vol. 62, pp. 25-29, 2004, [https://doi.org/10.1016/0045-7930\(88\)90024-2](https://doi.org/10.1016/0045-7930(88)90024-2).
- [13] C. Cornaro, A. S. Fleischer, M. Rounds, and R. J. Goldstein, "Jet impingement cooling of a convex semi-cylindrical surface," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 40, no. 10, pp. 890-898, 2001, [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(01\)01275-3](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(01)01275-3).
- [14] F. Menter and C. Rumsey, "Assessment of two-equation turbulence models for transonic flows," in *Fluid Dynamics Conference*, 1994, Paper 2343, <https://doi.org/10.2514/6.1994-2343>.
- [15] W. M. Malalasekera and E. James, "Calculation of radiative heat transfer in three-dimensional complex geometries," *American Society of Mechanical Engineers*, New York, United States, 1995.
- [16] T. Liu, J. P. Sullivan, K. Asai, C. Klein, and Y. Egami, *Pressure and Temperature Sensitive Paints*, Springer, 2005.
- [17] P. A. Durbin, "Separated flow computations with the k-epsilon-v-squared model," *AIAA Journal*, vol. 33,