



Three-Dimensional Evaluation of Longitudinal Vortex Generator Geometry in a Fin–Tube Heat Exchanger for Heat Transfer Enhancement with Applications in Biomedical Engineering

Hamidreza Mortazavy Beni^{*1}

1. Associate professor, Department of Biomedical Engineering, Ars.C., Islamic Azad University, Arsanjan, Iran

Abstract

In this study, the thermo-hydraulic performance of a fin-and-tube heat exchanger equipped with longitudinal vortex generators was investigated numerically through a three-dimensional computational approach. The primary objective was to evaluate the influence of winglet geometry on heat transfer enhancement and to analyze the associated trade-off with pressure drop, with particular emphasis on biomedical engineering applications such as blood warmers and heat exchangers used in life-support systems. Two vortex-generator configurations, namely triangular and semi-cylindrical winglets, were modeled and simulated under flow conditions spanning from near-wall laminar behavior to transitional regimes.

The results demonstrate that the semi-cylindrical winglet generates more stable longitudinal vortices and promotes stronger fluid mixing, leading to thermal boundary-layer thinning and consequently higher average convective heat transfer compared with the triangular configuration, although at the expense of an increased pressure drop. Furthermore, increasing the Reynolds number enhances heat transfer while simultaneously intensifying pressure losses. In contrast, increasing the inlet temperature of the cold fluid reduces the wall heat transfer coefficient. Overall, the findings indicate that within the investigated operating range, the semi-cylindrical geometry provides a more favorable balance between thermal enhancement and pumping-power requirements, making it a more efficient option for compact heat exchangers employed in biomedical applications

Keywords

Fin-And-Tube Heat Exchanger
Longitudinal Vortex Generator
Triangular Winglet
Semi-Cylindrical Winglet
Biomedical Engineering

Received: 07.12.2025

Revised: 24.04.2026

Accepted: 23.05.2026

*Corresponding Author

Hamidreza Mortazavy Beni

Email

HRM.Beni@iau.ac.ir

1- Introduction

Enhancing the performance of heat exchangers, particularly compact thermal systems, continues to be a major topic in thermal design and energy-efficiency optimization. Experimental and numerical investigations have demonstrated that modifying the geometry of heat transfer components can significantly improve heat transfer rates, even under relatively small temperature differences [1]. In fin-and-tube heat exchangers, the arrangement of fins and tubes, cross-sectional geometry, and configuration of heat transfer elements play a decisive role in balancing heat

transfer enhancement against pressure drop. Therefore, selecting an appropriate geometry can provide higher thermal performance while maintaining acceptable pumping-power consumption [2].

For instance, previous studies have reported that modifying tube geometry not only alters the flow field structure but can also improve heat transfer performance while substantially affecting pressure losses [3]. In addition, parametric analyses on fin pitch, tube pitch, and fin thickness have shown that

Cite this Article:

[1] H. Mortazavy Beni, "Three-Dimensional Evaluation of Longitudinal Vortex Generator Geometry in a Fin–Tube Heat Exchanger for Heat Transfer Enhancement with Applications in Biomedical Engineering," *Science and Technology in Mechanical Engineering*, Vol. 5, No. 1, pp. 363–381, 2026. [Online]. Available: <https://doi.org/10.22034/stme.2026.564866.1194> (in Persian)



©2026 the authors. Published by Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC License) (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

E-ISSN: 2981-2232

thermo-hydraulic performance indicators are highly sensitive to these parameters, making simultaneous evaluation essential for optimal design [4].

The objectives and novelties of the present study are therefore defined as follows:

1. To conduct a steady three-dimensional investigation of a fin-and-tube heat exchanger by directly comparing triangular and semi-cylindrical vortex-generator geometries over a transitional Reynolds-number range in order to clarify the role of vortex-generator shape on heat transfer enhancement and pressure drop characteristics.
2. To simultaneously evaluate standard thermo-hydraulic performance metrics—including the Nusselt number, friction factor, and performance evaluation criterion (PEC)—along with sensitivity analyses with respect to Reynolds number and inlet temperature.
3. To explain the physical mechanisms responsible for the superior geometry through detailed flow-field visualization of velocity, temperature distribution, turbulence kinetic energy, and near-wall vortex structures.

The principal novelty of this work lies in the direct three-dimensional comparison between triangular and semi-cylindrical longitudinal vortex generators in fin-and-tube heat exchangers and the detailed analysis of their effects on thermo-hydraulic behavior. In this study, combined performance indicators (PEC) and their implications for heat exchanger design—particularly in biomedical engineering applications—are comprehensively evaluated. Compared with earlier investigations that mainly focused on simplified or lower-dimensional analyses, the present approach provides a more realistic and physically detailed assessment.

Moreover, this study distinguishes and analyzes different sources of pressure loss and examines their influence on the selection of optimal geometries for

specialized applications such as life-support thermal systems and medical fluid warmers—an aspect that has received limited attention in previous research.

2- Numerical Methodology

2-1- Geometry and Computational Domain

Aluminum is widely used in heat exchangers for applications such as automotive systems, refrigeration, and cooling technologies because of its favorable balance between thermal conductivity, manufacturability, weight, and cost. Although materials with higher thermal conductivity, such as copper, can improve heat dissipation from the refrigerant to the airflow and thereby enhance cooling efficiency, their significantly higher cost limits their practical use in compact thermal systems. Accordingly, aluminum was selected as the material for the present fin-and-tube heat exchanger, particularly for the fins.

Due to the repetitive and symmetric configuration of the heat exchanger, the computational geometry was developed in SolidWorks using a planar symmetry approach. The modeled domain represents a single periodic element of a fin-and-tube heat exchanger row, with all dimensions expressed in millimeters. Based on recommendations from previous studies and in order to minimize boundary-induced numerical errors, the computational domain was extended sufficiently upstream and downstream so that the airflow could develop under more realistic thermal and hydrodynamic conditions.

A three-dimensional computational domain was generated to simulate airflow through the fin passages while preserving the fin pitch configuration. The same modeling strategy was applied to both the baseline geometry and the modified configurations containing vortex generators. The numerical domain consisted of a control volume with designated inlet and outlet boundaries. The simulations were conducted under steady-state, three-dimensional, incompressible flow conditions. Because of the incompressible and viscous nature of the flow, a pressure-based solver was employed. The energy equation was discretized using a second-order upwind scheme, while

initialization was performed based on inlet-cell conditions.

Enhancing the effective heat transfer area of fins is one of the most common methods for improving thermal performance, and this can be achieved through surface modifications such as grooves and vortex-generating structures. In addition, the use of vortex generators in the airflow path has attracted considerable attention as an effective technique for improving the air-side thermal performance of compact heat exchangers. Accordingly, the present study first evaluates a simple baseline configuration and subsequently investigates modified geometries designed to improve thermal performance.

The primary focus of this research is therefore the parametric numerical investigation of a compact fin-and-tube heat exchanger equipped with vortex generators. Owing to the geometric symmetry of the exchanger, only half of the physical domain was modeled, and periodic as well as symmetry boundary conditions were imposed. Such simplifications are appropriate when the geometry exhibits repetitive patterns and uniform wall boundary conditions.

Because of the fin grooves and vortex-generator structures, the airflow experiences pressure losses that are typical of compact heat exchangers with fin-and-tube arrangements. Numerical simulations were carried out in ANSYS Fluent by solving the Navier–Stokes equations together with the energy and continuity equations using the finite-volume method. The air-side thermophysical properties were modeled using the ideal-gas assumption. All simulations were performed under steady-state conditions using a pressure-based solver in which all variables were stored at the cell centers.

2-2- Boundary Conditions

2-2-1- Flow Boundary Conditions

The airflow Reynolds number ranged from 700 to 2600 and was imposed at the inlet using a velocity-inlet boundary condition. The ambient temperature was set to 300 K, representing the inlet temperature of the heat exchanger airflow. At the outlet boundary, the static pressure was fixed at

atmospheric pressure, and the gauge pressure was assumed to be zero.

2-2-2- Wall Boundary Conditions

A constant wall-temperature boundary condition was applied to the heated tube surfaces, with the wall temperature maintained at 355.15 K. The selected inlet-air temperature (300 K) and wall temperature (355.15 K) were chosen to represent the relatively small temperature differences commonly encountered in low-temperature compact heat exchangers and biomedical thermal-management systems. A no-slip boundary condition was imposed on all vortex-generator surfaces and solid walls.

2.3 Turbulence Modeling and Numerical Solution Procedure

Compact heat exchangers generally experience considerable pressure losses, and the incorporation of vortex generators naturally promotes transition toward turbulent flow conditions.

The simple algorithm was employed for pressure–velocity coupling. In this method, the relationship between velocity and pressure fields is iteratively corrected to satisfy mass conservation and obtain the pressure distribution throughout the computational domain. The convective terms in the transport equations were discretized using the second-order upwind scheme, which is particularly suitable for unstructured or triangular meshes that are not fully aligned with the flow direction.

3- Results and Conclusion

In the present study, the air-side thermo-hydraulic behavior of a fin-and-tube heat exchanger equipped with longitudinal vortex generators was investigated numerically using a three-dimensional approach. Two vortex-generator geometries, namely triangular and semi-cylindrical winglets, were compared in detail.

The findings revealed that the semi-cylindrical winglet generates stable longitudinal vortex pairs that intensify near-wall mixing and reduce the thickness of the thermal boundary layer, thereby improving heat transfer performance relative to the triangular configuration. However, this

enhancement is accompanied by an increase in pressure drop. The dependence on Reynolds number demonstrated that the thermal superiority of the semi-cylindrical geometry becomes more pronounced at intermediate Reynolds numbers while maintaining pumping-power requirements within an acceptable range. In addition, increasing the inlet-air temperature weakens the wall temperature gradient and consequently reduces the convective heat transfer coefficient.

Based on the obtained results, the semi-cylindrical geometry appears to be a more effective option for biomedical engineering applications—such as blood warmers and life-support heat exchangers—where compact thermal systems operate under limited temperature differences and strict pressure-drop constraints. The configuration is particularly recommended for intermediate Reynolds-number conditions, where a more favorable balance between thermal enhancement and pumping-power consumption can be achieved.

Moreover, the developed three-dimensional numerical framework enables rapid evaluation of design scenarios while reducing the need for costly experimental testing. Nevertheless, the present study does not claim a globally optimized design. Future work may include experimental validation under realistic biomedical operating conditions,

investigation of surface roughness and biofouling effects, and determination of optimal operating ranges based on actual system constraints.

4- References

- [1] A. S. Annamalai and R. Velraj, “Experimental investigation and CFD analysis of a air cooled condenser heat pipe,” *Thermal Science*, Vol. 15, No. 3, pp. 759–772, 2011, DOI: [10.2298/TSCI100331023A](https://doi.org/10.2298/TSCI100331023A).
- [2] M. Sudharsan, M. K. Kaman, and M. Cheralathan, “Numerical study on fin and tube heat exchanger by using elliptical tube-vortex generator,” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 912, Art. no. 042044, 2020, DOI: [10.1088/1757-899X/912/4/042044](https://doi.org/10.1088/1757-899X/912/4/042044).
- [3] D. Sahel, H. Ameer, and M. Mellal, “Effect of tube shape on the performance of a fin and tube heat exchanger,” *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, Vol. 14, No. 2, pp. 6709–6718, 2020, DOI: [10.15282/jmes.14.2.2020.13.0525](https://doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.13.0525).
- [4] C. W. Lu, J. M. Huang, W. C. Nien, and C.-C. Wang, “A numerical investigation of the geometric effects on the performance of plate finned-tube heat exchanger,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 3, pp. 1638–1643, 2011, DOI: [10.1016/j.enconman.2010.10.026](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.10.026).



ارزیابی سه بعدی هندسه مولد گردابه طولی در مبدل پره-لوله برای ارتقای انتقال حرارت با کاربرد در مهندسی پزشکی

حمیدرضا مرتضوی بنی^{*۱}

۱- دانشیار، گروه مهندسی پزشکی، واحد ارسنجان، دانشگاه آزاد اسلامی، ارسنجان، ایران

چکیده

در این پژوهش، عملکرد حرارتی-هیدرولیکی یک مبدل حرارتی پره-لوله با به کارگیری مولدهای گردابه طولی به صورت سه بعدی و عددی ارزیابی شده است. هدف، سنجش اثر شکل بالچه‌ها بر ارتقای انتقال حرارت و تحلیل توازن آن با افت فشار، با تأکید بر کاربردهای مهندسی پزشکی مانند گرم‌کن خون و مبدل‌های سامانه‌های پشتیبانی حیات است. دو گونه بالچه مثلثی و نیمه استوانه‌ای مدل‌سازی و شبیه‌سازی شد و شرایط محاسباتی به گونه‌ای تنظیم گردید که رفتار جریان از ناحیه آرام نزدیک به دیواره تا حالت‌های گذار پوشش داده شود. یافته‌ها نشان می‌دهد بالچه نیمه استوانه‌ای با ایجاد گردابه‌های طولی پایدارتر و افزایش اختلاط، به نازک شدن لایه مرزی حرارتی انجامیده و میانگین جابه‌جایی حرارتی را نسبت به نوع مثلثی افزایش می‌دهد؛ هرچند همراه با افزایش افت فشار است. همچنین با افزایش عدد رینولدز، انتقال حرارت تقویت و هم‌زمان افت فشار بیشتر می‌شود و افزایش دمای ورودی سیال سرد، به کاهش ضریب انتقال حرارت در دیواره می‌انجامد. جمع‌بندی نتایج نشان می‌دهد در محدوده عملیاتی بررسی شده، هندسه نیمه استوانه‌ای برای دستیابی به توازن مناسب میان ارتقای حرارتی و هزینه پمپاژ در مبدل‌های فشرده با کاربری پزشکی، گزینه کارآمدتری است.

کلمات کلیدی

مبدل حرارتی پره-لوله
مولد گردابه طولی
بالچه مثلثی
بالچه نیمه استوانه‌ای
مهندسی پزشکی

دریافت مقاله: ۱۴۰۴/۰۹/۱۶

بازنگری مقاله: ۱۴۰۵/۰۲/۰۴

پذیرش مقاله: ۱۴۰۵/۰۳/۰۲

*نویسنده مسئول

حمیدرضا مرتضوی بنی

ایمیل

HRM.Beni@iau.ac.ir

۱- مقدمه

ارتقای عملکرد مبدل‌های حرارتی، به‌ویژه در سامانه‌های فشرده، همچنان یکی از موضوعات مهم در طراحی حرارتی و بهینه‌سازی مصرف انرژی به شمار می‌آید. مطالعات تجربی و عددی نشان داده‌اند که اصلاح هندسه اجزای تبادل حرارت، حتی در شرایطی با اختلاف دمای نسبتاً محدود، می‌تواند به افزایش معنی‌دار نرخ انتقال حرارت منجر شود [۱]. در مبدل‌های پره-لوله، نوع آرایش پره و لوله، شکل مقطع آن‌ها و نحوه استقرار اجزای تبادل، نقش تعیین‌کننده‌ای در موازنه میان افزایش انتقال حرارت و افت فشار دارند؛ به‌طوری که انتخاب هندسه مناسب می‌تواند چگالی حرارتی بالاتر را با هزینه پمپاژ قابل‌قبول فراهم سازد [۲]. برای مثال، گزارش شده است که تغییر شکل هندسی لوله نه تنها میدان جریان را دگرگون می‌کند، بلکه

می‌تواند به بهبود کمی انتقال حرارت در کنار تغییر محسوس افت فشار منجر شود [۳]. همچنین بررسی‌های پارامتری روی گام پره، گام لوله و ضخامت پره نشان داده‌اند که شاخص‌های عملکرد حرارتی-هیدرولیکی نسبت به این پارامترها حساس‌اند و طراحی بهینه بدون تحلیل هم‌زمان این متغیرها ممکن نیست [۴].

یکی از روش‌های مؤثر برای تقویت انتقال حرارت در مبدل‌های فشرده، استفاده از مولدهای گردابه طولی است. این اجزا با ایجاد جفت گردابه‌های پایدار، اختلاط عرضی جریان را افزایش داده، لایه مرزی حرارتی را نازک می‌کنند و در نتیجه ضریب انتقال حرارت را ارتقا می‌دهند [۵]. در مطالعه سودهارسان و همکاران [۲] که روی مبدل فین-تیوب مجهز به لوله بیضوی و مولد گردابه انجام شد، نتایج عددی

Cite this Article:

[1] H. Mortazavy Beni, "Three-Dimensional Evaluation of Longitudinal Vortex Generator Geometry in a Fin-Tube Heat Exchanger for Heat Transfer Enhancement with Applications in Biomedical Engineering," *Science and Technology in Mechanical Engineering*, Vol. 5, No. 1, pp. 363-381, 2026. [Online]. Available: <https://doi.org/10.22034/stme.2026.564866.1194> (in Persian)



©2026 the authors. Published by Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC License) (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

شاپای الکترونیکی: ۲۲۳۲-۲۹۸۱

برای بهبود طراحی ارائه دادند. از سوی دیگر، مبانی کلاسیک انتقال حرارت به خوبی نشان می‌دهند که تغییرات لایه مرزی و مقیاس‌بندی بی‌بعد برای تحلیل و تفسیر پاسخ مبدل‌های حرارتی ضروری‌اند [۱۴]. همچنین داتا و همکاران [۱۵] نشان دادند که نابرابری در توزیع جریان هوا در کندانسورها می‌تواند عملکرد سیستم را به‌طور محسوس تحت تأثیر قرار دهد؛ موضوعی که اهمیت شرایط بهره‌برداری واقعی را در تحلیل مبدل‌ها برجسته می‌سازد. مالاپور و همکاران [۱۶] نیز در ارزیابی سه‌بعدی مبدل‌های پره لورد گزارش کردند که پیش‌بینی قابل‌اعتماد رفتار حرارتی-جریانی در هندسه‌های فشرده، به کیفیت مناسب شبکه و تنظیم دقیق مدل‌سازی عددی وابسته است.

با وجود این پیشینه، همچنان چند خلأ پژوهشی باقی مانده است. نخست آنکه در بخش مهمی از مطالعات موجود، تمرکز بر یک نوع خاص از مولد گردابه، یک پیکربندی مشخص، یا هندسه‌های متداولی مانند دلتا وینگلت بوده و مقایسه مستقیم و سه‌بعدی میان دو هندسه ساده، صنعتی و قابل ساخت مانند مولد گردابه مثلی و نیمه استوانه‌ای کمتر گزارش شده است [۲ و ۹ و ۱۱]. دوم آنکه در بسیاری از پژوهش‌ها، نتایج بیشتر به صورت جداگانه برای انتقال حرارت یا افت فشار ارائه شده و ارزیابی هم‌زمان این دو با یک شاخص ترکیبی مناسب برای تصمیم‌گیری طراحی، کمتر مورد توجه قرار گرفته است [۹ و ۱۰]. سوم آنکه اگرچه برخی مطالعات به کاربردهای صنعتی عمومی پرداخته‌اند، پیوند نتایج با قیود سامانه‌های حساس مانند کاربردهای مهندسی پزشکی که در آن‌ها محدودیت افت فشار، اختلاف دمایی مجاز و پایداری عملکرد اهمیت ویژه دارد، هنوز به صورت شفاف و هدفمند بیان نشده است [۱۴ و ۱۵].

مطالعات جدید نیز همچنان بر نقش تعیین‌کننده هندسه مولد گردابه در بهبود عملکرد حرارتی-هیدرولیکی مبدل‌های پره-لوله تأکید دارند. چی و همکاران نشان دادند که اندازه مولد گردابه قوسی می‌تواند به‌طور مستقیم بر شدت اختلاط، ساختار جریان و در نتیجه نرخ انتقال حرارت در مبدل فین-تیوب اثر بگذارد [۱۸]. همچنین باتیستا و همکاران گزارش کردند که پارامترهای هندسی مولدهای گردابه مستطیلی تأثیر قابل‌توجهی بر بازدهی مبدل هوا-آب داشته و انتخاب مناسب این پارامترها می‌تواند توازن مطلوب‌تری بین افزایش انتقال حرارت و افت فشار ایجاد کند [۱۹]. در ادامه، لیانگ و همکاران با استفاده از بهینه‌سازی چندهدفه نشان دادند که طراحی مولد گردابه باید به صورت هم‌زمان بر پایه شاخص‌های حرارتی و هیدرولیکی انجام شود، زیرا هندسه بهینه لزوماً تنها از دیدگاه بهینه‌سازی انتقال حرارت

نشان داد که شکل لوله و نوع مولد گردابه هر دو بر توزیع سرعت، دما، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک اثر مستقیم دارند. ساحل و همکاران [۳] نیز با بررسی اثر شکل لوله نشان دادند که تغییر مقطع لوله می‌تواند به صورت هم‌زمان انتقال حرارت و افت فشار را دگرگون کند و برخی مقاطع از نظر توازن حرارتی-هیدرولیکی عملکرد بهتری از خود نشان می‌دهند. همچنین لو و همکاران [۴] با مطالعه عددی اثر پارامترهای هندسی در مبدل‌های پره-لوله گزارش کردند که تغییر گام پره و لوله و نیز ضخامت پره، تأثیر قابل‌توجهی بر افت فشار و نرخ انتقال حرارت دارد و این پارامترها باید به صورت هم‌زمان در طراحی لحاظ شوند.

از منظر مکانیزم گردابه‌ای، پژوهش‌های متعددی بر نقش هندسه و زاویه استقرار بالچه‌ها در تعیین شدت و پایداری گردابه‌های طولی تأکید کرده‌اند. هوانگ و همکاران [۷] در تحلیل CFD یک جفت دلتا وینگلت نشان دادند که زاویه استقرار بالچه‌ها می‌تواند شدت گردابه‌ها، ساختار جریان پس‌ماند و در نهایت عدد ناسلت را کنترل کند. الیسون و دالی [۸] نیز به صورت آزمایشگاهی نشان دادند که حضور جفت مولد گردابه دلتا موجب بهبود عملکرد حرارتی مبدل می‌شود، اگرچه این بهبود با افزایش افت فشار همراه است. لی و همکاران [۱۰] در مطالعه‌ای روی مولدهای گردابه دلتا گزارش کردند که پاسخ حرارتی و هیدرولیکی سیستم در رینولدزهای مختلف متفاوت است و انتخاب هندسه مناسب می‌تواند به توازن بهتر بین انتقال حرارت و هزینه پمپاژ منجر شود. افزون بر این، بارکین و والنسیا [۹] با مقایسه چند پیکربندی مختلف مولد گردابه در مبدل‌های فشرده نشان دادند که شکل مولد گردابه نقش مهمی در ارتقای شاخص‌های عملکرد دارد، اما ارزیابی این بهبود تنها با گزارش هم‌زمان شاخص‌های حرارتی و هیدرولیکی معنا پیدا می‌کند. لطفی و همکاران [۱۱] نیز در یک بررسی سه‌بعدی جدیدتر نشان دادند که تحلیل میدان سرعت، دما و انرژی جنبشی آشفتگی در نزدیکی دیواره برای تبیین برتری یک هندسه نسبت به هندسه دیگر ضروری است.

در کنار شکل مولد گردابه، آرایش کلی مبدل نیز بر عملکرد نهایی اثرگذار است. زیشان و همکاران [۱۲] با بررسی آرایه‌های متفاوت لوله‌ای در مبدل‌های فین-تیوب نشان دادند که تغییر آرایش لوله‌ها می‌تواند به‌طور هم‌زمان بر انتقال حرارت و افت فشار اثر بگذارد. در کاربردهای صنعتی نیز علی‌پور و همکاران [۱۳] با استفاده از طراحی آزمایش در کندانسورهای خودرویی، وابستگی افت فشار و نرخ انتقال حرارت به گام پره و ویژگی‌های شیار را کمی‌سازی کردند و مسیرهایی

تعیین نمی‌شود [۲۰]. الشایچی و همکاران نیز با شبیه‌سازی عددی و بهینه‌سازی توپولوژی مبدل‌های پره-لوله نشان دادند که اصلاح ساختار هندسی می‌تواند به ارتقای معنی‌دار عملکرد کلی منجر شود [۲۱]. افزون بر این، چوی و همکاران در یک مطالعه عددی جدید نشان دادند که ارتفاع مولد گردابه قوسی یکی از پارامترهای کلیدی در تعیین شدت بهبود حرارتی و میزان افت فشار است و تغییر آن می‌تواند پاسخ مبدل را به‌طور محسوسی دگرگون کند [۲۲]. این مجموعه مطالعات نشان می‌دهد که موضوع انتخاب و مقایسه هندسه مولد گردابه همچنان یک مسئله به‌روز و فعال پژوهشی است و بررسی حاضر نیز در همین راستا قابل تعریف است.

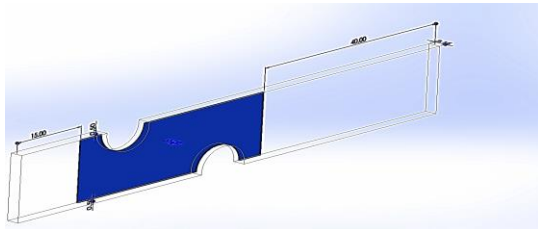
بر این اساس، هدف پژوهش حاضر بررسی سه‌بعدی و عددی عملکرد حرارتی-هیدرولیکی یک مبدل پره-لوله مجهز به دو نوع مولد گردابه طولی، یعنی مثلثی و نیمه استوانه‌ای، در بازه‌ای از عدد رینولدز است تا اثر شکل هندسی مولد گردابه بر انتقال حرارت، افت فشار و شاخص عملکرد ترکیبی به صورت مستقیم مقایسه شود. نوآوری اصلی

این تحقیق در مقایسه مستقیم این دو هندسه ساده و صنعتی، تحلیل هم‌زمان شاخص‌های حرارتی و هیدرولیکی و ارائه تفسیر فیزیکی مبتنی بر ساختار گردابه‌ها و اختلاط نزدیک دیواره در چارچوب کاربردهای مبدل‌های فشرده با گرادیان دمایی محدود است. با وجود این پیشینه، چند خلأ پابرجاست: نخست، مقایسه مستقیم و سه‌بعدی دو هندسه ساده و صنعتی بالچه-مثلثی و نیمه استوانه‌ای-روی مبدل پره-لوله در بازه رینولدز گذار کمتر گزارش شده و بخش مهمی از مطالعات یا دوبعدی بوده‌اند یا بر یک خانواده خاص از بالچه‌ها تمرکز داشته‌اند [۲]. دوم، در بسیاری از پژوهش‌ها، جمع‌بندی هم‌زمان شاخص‌های حرارتی و هیدرولیکی با یک معیار جامع کارایی به صورت منسجم ارائه نشده است، در حالی‌که برای تصمیم‌گیری طراحی، گزارش هم‌زمان ناسلت، ضریب اصطکاک و شاخص کارایی ضروری است [۱۱]. سوم، پیوند صریح با قیود مهندسی پزشکی-از جمله اختلاف دمای محدود، حساسیت به افت فشار و نیاز به پایداری عملکرد-به‌ندرت به صورت هدایت‌گر طراحی بیان شده است [۱۴].

جدول ۱: جدول ارزیابی تازگی و اصالت مطالعه حاضر

دیدگاه	ارزیابی نوآوری	توضیحات
موضوع تحقیق	زیاد - اگرچه مفهوم استفاده از مولدهای گردابه تثبیت شده است، اما تمرکز ویژه بر برتری نسبی هندسه از طریق تحلیل مقایسه‌ای، امری بدیع است.	برتری نسبی هندسه مبدل حرارتی فین-تیوب با استفاده از مولدهای گردابه برای افزایش عملکرد انتقال حرارت
شکاف تحقیقاتی	زیاد - مطالعات کمی به طور سیستماتیک تغییرات هندسی را با پارامترهای کنترل شده مقایسه کرده‌اند.	فقدان ارزیابی مقایسه‌ای جامع از هندسه‌های مختلف مولد گردابه در کاربردهای عملی لوله پره‌دار تحت شرایط مرزی مختلف.
رویکرد روش‌شناختی	زیاد - معرفی یک پلتفرم یکپارچه برای آزمایش و رتبه‌بندی هندسه‌ها یک رویکرد جدید است.	شبیه‌سازی عددی (مثلاً CFD) یا اعتبارسنجی تجربی اشکال مختلف مولد گردابه (مثلاً بالچه‌های مثلثی، بالچه‌های مستطیلی، پره‌های منحنی و غیره).
پارامترهای عملکرد	متوسط - این‌ها معیارهای شناخته‌شده‌ای هستند، اما ترکیب و اولویت‌بندی آن‌ها در یک چارچوب تصمیم‌گیری جدید، ارزش افزوده ایجاد می‌کند.	استفاده از شاخص‌های عملکرد ترکیبی (مانند ضریب افزایش عدد ناسلت و افت فشار).
پیامدهای طراحی	زیاد - کاربرد و ارتباط مستقیمی با طراحی مبدل حرارتی و استراتژی‌های صرفه‌جویی در انرژی ارائه می‌دهد.	توصیه‌های بالقوه برای طراحی مبدل حرارتی صنعتی با بهبود بهره‌وری انرژی
شبیه‌سازی یا نوآوری	متوسط تا زیاد - بسته به ابزارهای مورد استفاده، ممکن است به فرآیند راه‌حل، اصالت ببخشد.	استفاده از مدل‌های آشفتنی بهبود یافته، مطالعات استقلال مش یا الگوریتم‌های چند هدفه.
کلیت نتایج	زیاد - نتایج به طور گسترده قابل اجرا هستند و اصالت و تأثیر مطالعه را افزایش می‌دهند.	قابلیت اجرا در سیستم‌های صنعتی مختلف (سیستم‌های تهویه مطبوع، خودرو، نیروگاه‌ها).
مقایسه با تاریخچه موجود	زیاد - با شناسایی نقاط ضعف طرح‌های فعلی، نوآوری را تقویت می‌کند.	شامل بررسی جامع و مقایسه معیار با هندسه‌های موجود

مبدل حرارتی پره-لوله را نشان می‌دهد که ابعاد بر حسب میلی‌متر می‌باشد. طبق مقالات و جهت کاهش خطا لازم است دامنه محاسباتی را وسیع‌تر شود تا اثرات جریان هوا خود را در یک حالت ایدئال‌تری در مسیر مبدل حرارتی قرار دهد. مدل‌سازی به صورت سه بعدی مدل گردید و میدان محاسباتی جهت عبور هوا طبق شکل ۱ با رعایت گام پره‌ای تدبیر شد. برای هندسه اولیه و هندسه‌های مورد مطالعه همین روش استفاده گردید. میدان حل عددی یک کنترل حجمی است که دارای ورودی و خروجی می‌باشد. شبیه‌سازی عددی در حالت پایا، سه بعدی و تراکم ناپذیر تحلیل شد. همچنین حلگر مبتنی بر فشار به دلیل ماهیت جریان تراکم ناپذیر و لزج استفاده گردید و معادله انرژی به روش بالادست مرتبه دوم حل گردید. مقدار دهی اولیه نیز بر اساس ناحیه سلولی ورودی تعیین شد.



شکل ۱: نمای کلی هندسه بدون اعمال ورتکس ژنراتور

افزایش سطح انتقال حرارت پره‌ها یکی از مهم‌ترین روش‌های افزایش انتقال حرارت می‌باشد که با ایجاد شیار این امکان فراهم می‌شود [۱۳]. علاوه بر آن یکی دیگر از راه‌های ارتقا حرارتی سمت هوای مبدل حرارتی استفاده از ورتکس ژنراتورهایی در مسیر جریان با هندسه‌های کارآمد است که توجه زیادی را به خود متمرکز کرده و هدف اصلی در این مطالعه در ابتدا مقایسه یک مدل ساده می‌باشد. سپس با اعمال تغییرات در هندسه این عضو، با هدف بهبود و افزایش عملکرد حرارتی، روند تحلیل‌ها را تکمیل می‌کنیم؛ بنابراین طراحی مبادله‌کن حرارتی فشرده، شامل پره‌های دارای ورتکس ژنراتور و مطالعه پارامتری عوامل مؤثر بر روش تحلیل عددی، مهم‌ترین مبحث مورد مطالعه در پروژه حاضر است. هندسه دارای صفحه تقارن است، میدان تحلیلی فوق به صورت نیمی از هندسه واحد مبادله‌کن حرارتی انتخاب شده است. لذا شرایط تقارن و تکرار بر هندسه اعمال شده است؛ بنابراین زمانی که هندسه دارای الگوی تکراری باشد و شرط مرزی دیواره یکنواخت باشد می‌توان هندسه را ساده نمود. جریان به دلیل وجود شیارها دارای افت فشار می‌باشد. این جریان در مبادله‌کن-های حرارتی فشرده و جریان عبور کننده از مجموعه لوله‌ها و پره‌ها شایع است. شبیه‌سازی عددی و حل معادلات ناویر-استوکس، انرژی و

هدف و نوآوری این پژوهش در پاسخ به این خلأها چنین است:

۱. اجرای یک مطالعه سه‌بعدی پایا بر مبدل پره-لوله با مقایسه دو هندسه بالچه مثلثی و نیمه استوانه‌ای در بازه رینولدز گذار برای روشن‌کردن نقش شکل مولد گردابه بر انتقال حرارت و افت فشار؛
۲. گزارش هم‌زمان شاخص‌های استاندارد—عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و شاخص کارایی—همراه با تحلیل حساسیت نسبت به رینولدز و دمای ورودی؛
۳. تبیین مکانیزم فیزیکی برتری هندسی با نقشه‌های میدانی سرعت، دما و انرژی جنبشی آشفتگی و نمایش ساختارهای گردابه‌ای نزدیک دیواره.

نوآوری اصلی این مقاله در مقایسه مستقیم و سه‌بعدی دو هندسه مولد گردابه (مثلثی و نیمه استوانه‌ای) در مبدل‌های پره-لوله و تحلیل تأثیرات آن‌ها بر عملکرد حرارتی-هیدرولیکی است. در این مطالعه، شاخص‌های عملکرد ترکیبی (PEC) و تأثیرات آن‌ها بر طراحی مبدل‌های حرارتی، به‌ویژه در کاربردهای مهندسی پزشکی، به‌طور دقیق تحلیل شده است. این رویکرد به‌ویژه در مقایسه با مطالعات مشابه پیشین که بیشتر به تحلیل‌های تک‌بعدی یا مدل‌های ساده‌تر پرداخته‌اند، یک گام به جلو است. از سوی دیگر، این مقاله به تفکیک و تحلیل منابع مختلف افت فشار و تأثیر آن‌ها بر انتخاب هندسه‌های بهینه برای کاربردهای خاص، مانند سیستم‌های پشتیبانی حیات و گرم‌کن‌های پزشکی، پرداخته است که در بسیاری از مطالعات قبلی به آن توجه نشده بود.

۲- روش مدل‌سازی

۲-۱- هندسه

جنس مبادله‌کن حرارتی برای بیشتر کاربردها اتم از خودروسازی یخچال‌سازی و تبرید و... آلومینیوم است؛ اما اگر از فلزی مانند مس که هدایت حرارتی بیشتری دارد و می‌تواند دفع حرارت مبرد توسط هوا را افزایش دهد استفاده کرد، قطعاً راندمان خنک‌سازی بهبود خواهد یافت. ولی با توجه به مقرون به صرفه نبودنش و هزینه‌ی بالایی دارد. جنس این مبادله‌کن خصوصاً برای پره‌ها، آلومینیوم انتخاب می‌شود. لذا جنس هندسه کار حاضر نیز آلومینیوم است. از آنجا که هندسه مبادله‌کن حرارتی یک آرایش تکراری و متقارن دارد، طراحی هندسه به صورت تقارن صفحه‌ای در نرم‌افزار سالیدورکس صورت گرفته است که در شکل ۱ قابل نمایش است. این هندسه یک المان از یک ردیف پره

ویژه برای مش‌های مثلثی یا مشی که با جهت جریان هم جهت نمی‌باشد مناسب‌تر است.

چون حلگر به شیوه تکرار شونده عمل می‌نماید، باید قبل از اولین تکرار، یک مقدار به ازای هر کمیت در سلول‌ها وجود داشته باشد. شرایط اولیه بر اساس شرایط استاندارد و روی ناحیه ورودی میدان تنظیم شده است. باقیمانده‌ها برای محاسبه معادلات مومنتوم و پیوستگی بر 10^{-4} و برای معادله انرژی روی 10^{-5} تنظیم شده که برای همگرایی معادلات مناسب بود.

۴-۲-۴ معادلات حاکم بر مبدل‌های حرارتی

مبدل‌های حرارتی وظیفه تبادل حرارت از جسم گرم به جسم سرد را دارند. بنا به کاربردهای متفاوتی که مبدل‌های حرارتی دارند انواع مختلفی را در بر می‌گیرند. همان‌گونه که در بخش مروری بر کارهای انجام شده ذکر شد، چند نوع از مبدل‌های حرارتی بررسی شده است که مبدل‌های حرارتی دو لوله ای هم مرکز با جریان‌های همسو و غیرهمسو، همچنین مبدل‌های حرارتی لوله پره دار که انواع گوناگونی (لوله تخت و پره تحت، لوله پره دار) دارند از آن نمونه‌اند. معادلات حاکم بر جریان به فرم معمول پیوستگی، مومنتوم و انرژی برای جریان دائم و تراکم ناپذیر به شرح زیر می‌باشد [۲۲]:

معادله پیوستگی جرم:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1)$$

معادله مومنتوم:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

معادله انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j h - k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \rho u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

که در این معادلات ρ چگالی سیال، u_i و u_j مؤلفه‌های سرعت در راستاهای مختصاتی، τ_{ij} مؤلفه‌های تانسور تنش، h آنتالپی ویژه، k رسانندگی گرمایی و T دما را نشان می‌دهند. به دلیل وجود شیارها و آشفتگی جریان باید معادلات توربولانس نیز مدل گردند. برای مدل‌سازی اثرات آشفتگی سمت هوای مبدل حرارتی فشرده معمولاً از مدل $k-\epsilon$ استاندارد یا RNG استفاده می‌شود. در این کار،

بقای جرم در نرم‌افزار انسیس فلوئنت انجام شده است. از تکنیک حل حجم کنترل برای حل سلول‌های سیال استفاده شده است. برای شبیه‌سازی، خواص فیزیکی سمت هوا از مدل گاز ایدئال استفاده شده است. حل عددی مدل مورد نظر در حالت پایا حل شده است. اساس حلگر در نرم‌افزار روی حالت مبتنی بر فشار تنظیم شده و متغیرهای حلگر در مراکز سلول‌های شبکه ذخیره می‌گردند.

۲-۲-۲ شرایط مرزی حاکم بر هندسه

۱-۲-۲ شرایط مرزی جریان

رینولدز جریان از ۷۰۰ تا ۲۶۰۰ و به صورت velocity inlet وارد میدان می‌شود. دمای محیط برابر ۳۰۰ کلوین می‌باشد که در واقع دمای ورود به مبادله‌کن فرض گرفته می‌شود. فشار استاتیکی در مرز خروجی و محیط برابر فشار اتمسفر است و فشار نسبی، صفر در نظر گرفته شده است.

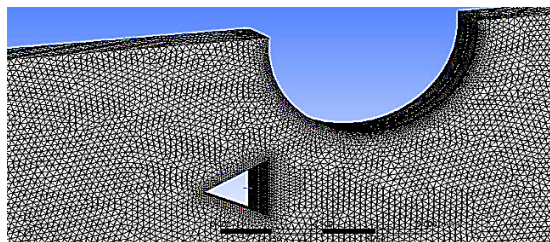
۲-۲-۲ شرایط مرزی دیواره

شرایط مرزی حرارتی برای لوله در حالت شرط مرزی حرارتی دما ثابت و برابر ۳۵۵/۱۵ کلوین فرض شده است [۱۵]. دمای ورودی سیال سرد (۳۰۰ کلوین) و دمای دیواره (۳۵۵/۱۵ کلوین) به منظور بازتاب دادن بازه کوچک اختلاف دما در مبدل‌های فشرده کم‌دما و کاربردهای پزشکی برگزیده شد. بر روی دیواره‌های ورتکس ژنراتور نیز شرط عدم لغزش برقرار است.

۳-۲-۲ مدل توربولانس جریان

مبادله‌کن‌های حرارتی فشرده معمولاً با افت فشار شدید مواجه هستند، با وجود ورتکس ژنراتور مبادله‌کن بر سر راه جریان هوا طبیعتاً جریان به جریان آشفته تبدیل می‌شود. برای مدل‌سازی اثرات آشفتگی معمولاً از مدل $k-\epsilon$ RNG استفاده می‌شود [۱۶]. در مطالعه حاضر نیز مدل آشفتگی $k-\epsilon$ RNG استفاده گردید. برای جریان‌های دارای انحنا، مسیر، کرنش سریع و جدایش محدود ناشی از مولد گردابه طولی، مدل $k-\epsilon$ RNG به دلیل اصلاحات ترم اتلاف و پاسخ بهتر به انحنا خطوط جریان، با پایداری عددی و هزینه محاسباتی مناسب برگزیده شد؛ بنابراین انتخاب $k-\epsilon$ RNG برای پیمایش هندسی/پارامتری در دامنه رینولدز مورد بررسی، سیاست بهینه دقت-هزینه فراهم می‌کند.

الگوریتم نمونه برای حل معادلات انتخاب شده است که در این روش رابطه بین سرعت و فشار تصحیح گردیده تا قانون بقای جرم اجرا شود و میدان فشار به دست آید. همچنین ترم جابجایی در معادله انتقال به روش مرتبه دوم بالادست جداسازی شده است. این روش به



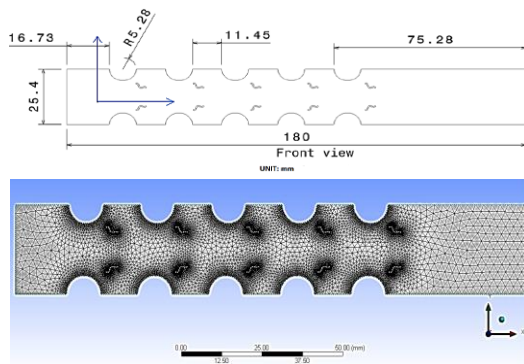
شکل ۲: شبکه‌بندی ناحیه جامد میدان حل عددی

در مطالعه استقلال از شبکه کار حاضر شکل ۳ گویای آنالیز شبکه است و همان‌طور که مشخص است تمرکز تحلیل بر روی ضریب انتقال حرارت جابجایی شده است که در انواع تعداد المان‌های سلولی شبکه این رفتار در حدود ۸۰۰ هزار سلول رفتاری مشابه و همگرایی ثابت‌تری را داشت؛ بنابراین معیار تعداد شبکه در همین حدود در نظر گرفته شد. با توجه به شکل ۳ در محدوده ۲۰۰ هزار سلول تا ۶۰۰ هزار سلول اختلاف پارامتری انتقال حرارت بسیار بالا بوده ولی به تدریج با افزایش دومین محاسباتی از نظر سلولی و ساختار شبکه این مقدار به اختلافی کمتر از ۱ درصد شد. همچنین تعداد مش بیش از ۸۰۰ هزار سلول اثری در نتایج به دست نیامد و افزایش تعداد شبکه با این مقدار فقط هزینه محاسباتی را افزایش می‌دهد. استقلال از شبکه برای کمیت‌های حرارتی (ضریب جابه‌جایی/ناسلت) و هیدرولیکی (افت فشار/ضریب اصطکاک) با سه شبکه هم‌خانواده بررسی شد. افت فشار از اختلاف فشار استاتیکی سطح وزن‌دار بین دو مقطع درون ناحیه مؤثر مبدل به دست آمد؛ به‌منظور حذف اثرات ورودی/خروجی، این مقاطع حدود یک قطر هیدرولیک از مرزهای ورودی/خروجی فاصله داشتند. برای هر کمیت، شاخص همگرایی شبکه (GCI) با استفاده از برون‌یابی ریچاردسون و نسبت پالایش ثابت محاسبه گردید. نتایج نشان داد تغییرات h و Δp بین شبکه میانی و ریز ناچیز است و GCI در شبکه ریز در بازه قابل قبول قرار دارد؛ لذا شبکه نهایی (حدود ۸۰۰ هزار سلول) برای تمامی شبیه‌سازی‌ها برگزیده شد. به‌منظور بررسی استقلال نتایج از شبکه، چهار شبکه هم‌خانواده با تراکم تدریجی شامل حدود 2×10^5 ، 6×10^5 ، 8×10^5 ، 1×10^6 سلول مورد ارزیابی قرار گرفت. معیار اصلی قضاوت، تغییرات دو کمیت کلیدی یعنی ضریب انتقال حرارت جابجایی و افت فشار بود تا هر دو پاسخ حرارتی و هیدرولیکی در انتخاب شبکه لحاظ شوند. نتایج نشان داد که بین شبکه درشت و میانی، اختلاف پاسخ‌ها هنوز محسوس است، اما با ریزتر شدن شبکه و رسیدن تعداد سلول‌ها به حدود 8×10^5 ، تغییرات هر دو کمیت به کمتر از ۱ درصد کاهش یافت. این موضوع نشان می‌دهد که پاسخ عددی در این سطح از شبکه عملاً به حالت مستقل از شبکه نزدیک

کمیت‌های بی‌بعد به صورت رینولدز $Re = \rho U D_h / \mu$ و نوسلت $Nu_{avg} = h_{avg} D_h / k$ تعریف می‌شوند.

۵-۲- بررسی استقلال از شبکه

تولید شبکه یکی از مهم‌ترین و زمان‌برترین مراحل حل جریان است که اثر بسیار مهمی بر نتایج خواهد داشت. یک شبکه درشت می‌تواند خطای بزرگی را بر نتایج CFD تحمیل کند در حالی که یک شبکه بسیار ریز هم، هزینه محاسباتی بسیار زیادی را تحمیل می‌کند؛ بنابراین تولید شبکه باید بسیار دقیق و هوشمندانه انجام شود تا نه تنها دقت لازم را داشته باشد بلکه هزینه محاسباتی را هم کاهش دهد. برای تولید شبکه از نرم‌افزار انسیس استفاده شده که قابلیت بالایی در تولید مش خصوصاً برای هندسه‌های پیچیده دارد. کیفیت شبکه می‌تواند موجب همگرایی زودتر معادلات گردد؛ بنابراین باید با توجه به شکل هندسه، این قابلیت وجود داشته باشد که نحوه تولید شبکه صحیح انجام شود. از آنجا که هندسه‌های مطالعه‌ی حاضر مربوط به ورتکس ژنراتورهای سه بعدی می‌باشد و دارای شیارهای هندسی است تولید شبکه از حساسیت بالایی برخوردار است و باید به فاکتور میزان انحراف سلول‌ها دقت داشت. این فاکتور یکی از معیارهای اصلی کیفیت شبکه است که این معیار اندازه نزدیکی سلول‌های شبکه به هندسه‌های ایدئال به‌عنوان مثال متساوی‌الاضلاع یا متساوی‌الزاویه است. در این پژوهش اساس و دقت کیفیت شبکه بر روی این فاکتور متمرکز شده است. طبق تعریف پارامتر میزان انحراف، عدد صفر، سلول متساوی‌الاضلاع را نشان می‌دهد، در حالی که مقدار یک، سلولی را نشان می‌دهد که کاملاً تغییر شکل داده و در بدترین حالت ممکن است. در این حالت گره‌های سلول تقریباً روی یک صفحه قرار گرفته‌اند. چنین سلول‌های موربی غیرقابل قبول هستند، چرا که معادلات سیال با فرض اینکه سلول‌های میدان نزدیک متساوی‌الاضلاع هستند گسسته می‌شوند. در مدل‌سازی کنونی سعی شده تا حد امکان بیشترین انحراف سلول‌ها در میدان، حدود 0.8 شود. در این مطالعه ورتکس ژنراتور در راستای جریان قرار دارد و جریان هوا بین دیواره پره و دیواره لوله‌های کندانسور محصور می‌شود. لذا تغییرات پارامترها در مقطع جریان به لحاظ انتقال اثرات دیواره‌ها به میدان حل دارای حساسیت است. شبکه تولید شده بر روی مدل مورد مطالعه در شکل ۲ مشخص شده است. همان‌طور که مشخص است اطراف دیواره حرارتی و دیواره‌های ورتکس ژنراتور به دلیل اختلاف دمای شدید و گرادیان دمایی ریزتر تولید شبکه شده تا اثرات دما در محاسبات و حل محسوس‌تر گردد.



شکل ۵: شماتیک مدل سودهارسون و نتایج حاصل شبیه سازی عددی آن [۲]

نتایج نشان داد اختلاف بسیار کمی با نتایج مطالعات گذشته وجود دارد (جدول ۲). مشاهده می شود در $Re=700$ حدود ۲٪ خطا و برای $Re=2100$ حدود ۵/۵٪ خطا حاصل گردید که تطابق خوبی حاصل گشته و عملیات شبیه سازی اعتبار خوبی را با مطالعات عددی گذشته از خود نشان داده است.

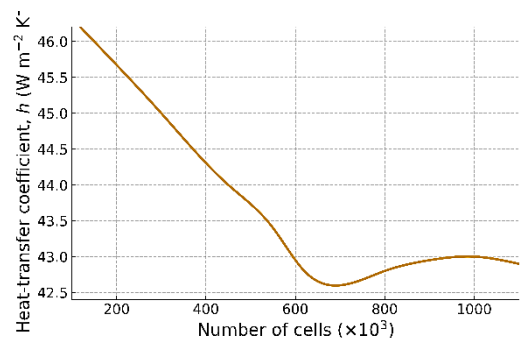
جدول ۲: مقایسه نتایج حل عددی با نتایج سودهارسون و همکاران [۲]

این کار	Sudharsan و همکاران [۲]	مؤلفه
نوع مبدل	پره-لوله	پره-لوله
وضعیت	روى پیکربندی	اعتبارسنجی
بالچه/مولد گردابه	مرجع مبدل فین-لوله	پیکربندی پایه (بدون مولد گردابه)
شرط حرارتی	دیواره با دمای ثابت ۳۵۵/۱۵ K و ورودی هوا ۳۰۰ K	دیواره با دمای ثابت/شرایط معادل
دامنه رینولدز	۷۰۰ و ۲۱۰۰	۷۰۰ و ۲۱۰۰
مدل جریان/آشفستگی	RNG k-ε	RNG k-ε
Nu	11.2, 15.1	11.42, 16

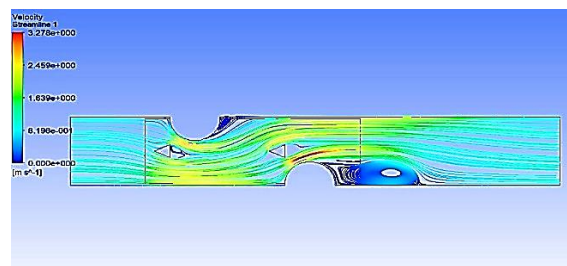
۳- نتایج مطالعه عددی و بحث

کار حاضر به شبیه سازی عددی عملکرد هیدرولیکی و انتقال حرارت پره های دارای بالچه با استفاده از لوله های دایروی می پردازد. در مطالعه حاضر تمرکز بر روی عملکرد پارامترهای هندسی و حرارتی سمت هوای مبدل حرارتی دارای ورتکس ژنراتور است. در ابتدا ساختار مورد نظر در دو مدل هندسه دارای گام پره ۱۵ میلی متر و ۲۵ میلی متر بررسی عددی شد. از میان این دو نوع پیکربندی جدول ۳ به مقایسه نتیجه

شده است. از سوی دیگر، افزایش بیشتر تعداد سلول ها تأثیر مؤثری بر نتایج نداشت و تنها باعث افزایش زمان و هزینه محاسباتی می شد؛ بنابراین، شبکه نهایی بر اساس تثبیت همزمان شاخص های حرارتی و هیدرولیکی انتخاب شد. کانتور سرعت مدلی که روی آن مطالعه استقلال از شبکه انجام گردید در شکل ۴ قابل نمایش است که شامل یک ردیف ورتکس ژنراتور مثلثی می باشد.



شکل ۳: بررسی شبکه سلولی با معیار ضریب انتقال حرارت جابجایی



شکل ۴: کانتور سرعت در مدل مورد مطالعه جهت استقلال از شبکه

۶-۲- اعتبار سنجی

سودهارسون و همکارانش [۲] یک مبدل حرارتی فشرده دو ردیفه دارای ورتکس ژنراتورهای متفاوت در قالب دو مدل خاص بررسی عددی کردند و نتایج خود را در قالب کانتورهای دما، جریان و فشار و همچنین گراف های مربوط به فاکتورهای انتقال حرارت و ضریب اصطکاک داری برای محدوده رینولدز مختلف آوردند. مدل آن ها در شکل ۵ مشخص است. دمای دیواره مبدل حرارتی ۳۵۰ کلوین و دمای ورودی ۳۰۳ کلوین است. همچنین از شرایط مرزی سیمتریک یا تقارن محور برای نوع هندسه متقارن استفاده کردند. آن ها به بررسی عددی روی فین و لوله مبدل حرارتی با استفاده از لوله های بیضی و پره حاوی ورتکس ژنراتور پرداختند. دامنه جریان در میدان محاسباتی آن ها از عدد رینولدز ۷۰۰ تا ۲۱۰۰ بود. نهایتاً فاکتورهای انتقال حرارت شامل عدد ناسلت در محدوده رینولدزهای مختلف و در هندسه های مختلف مقایسه گردید.

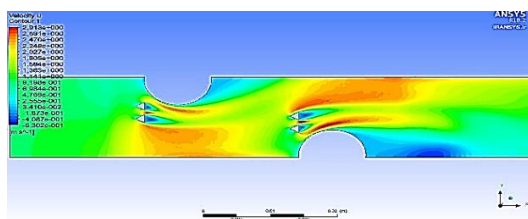
بعد از بررسی پیکربندی جهت عملکرد حرارتی گام پره، اعمال ورتکس ژنراتور روی هندسه با گام پره ۱۵ میلی متری انجام شد. در دو حالت دو ردیفه با دو نوع مختلف ورتکس ژنراتور مثلی و نیمه سیلندری سعی در به دست آمدن هندسه‌ای کارآمد و مؤثرتر از نظر بهبود حرارتی شبیه‌سازی خواهد شد.

در ابتدا در محدوده رینولدز جریان ۷۰۰ دو هندسه مختلف ورتکس ژنراتور مثلی و نیمه سیلندری با هم مقایسه گردید و نتایج مقایسه در جدول ۴ قابل نمایش است. همان‌طور که مشخص است ورتکس ژنراتور نیمه سیلندری توانسته اثر انتقال حرارت بیشتری در میدان جریان از خود بروز دهد به حدی که بیش از ۱۷ درصد عملکرد بهتری نسبت ورتکس ژنراتور مثلی داشته است.

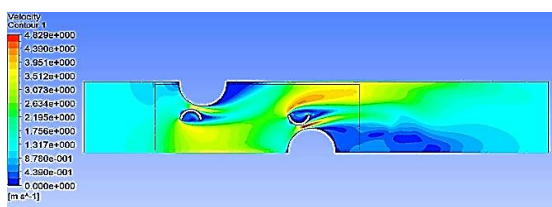
جدول ۴: نتایج شبیه‌سازی در برخورد با اثرات هندسی ورتکس

نوع پیکربندی هندسی	ضریب انتقال حرارت $h(W/m^2K)$
ورتکس ژنراتور با دو ردیفه مثلی	۴۵
ورتکس ژنراتور با دو ردیفه نیم سیلندری	۵۳/۸۲

اساس کار مطالعه حاضر، بررسی شرایط هندسی مختلف ورتکس ژنراتور پره آلومینیومی است. تعیین برتری نسبی هندسه‌ای است که بتواند بیشترین دفع حرارت را انجام دهد. تأثیرگذارترین پارامترهای سمت هوای مبادله‌کن حرارتی گام پره و ساختار هندسی ورتکس ژنراتورها می‌باشد.



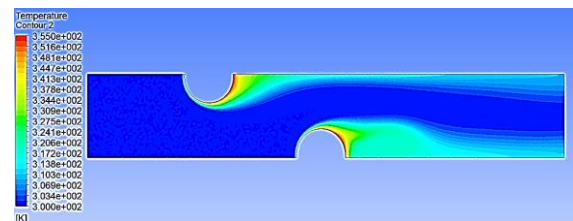
الف) ورتکس ژنراتور دو ردیفه مثلی



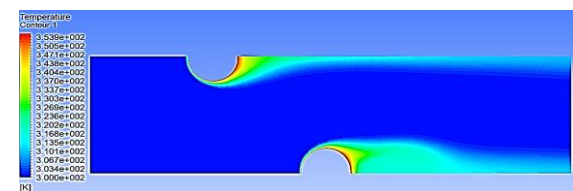
ب) ورتکس ژنراتور دو ردیفه نیم سیلندری

شکل ۷: کانتور جریان سرعت در حضور ورتکس ژنراتور دو ردیفه (الف) مثلی و ب) نیمه سیلندری

عملکردی حرارتی پرداخته و بر اساس آن ورتکس ژنراتورها روی هندسه مؤثرتر اعمال خواهد شد. پره‌ای که در گام لوله‌ای ۱۵ میلی متری قرار دارد حدود ۷/۴ درصد بهبود انتقال حرارت داشته که اساس طراحی و شبیه‌سازی برای ورتکس ژنراتور مطالعه حاضر انتخاب گردید. شکل ۶ کانتور تغییرات دما را برای گام پره ۱۵ و ۲۵ میلی متری نشان می‌دهد. از این شکل مشخص است که لایه مرزی انتقال حرارت برای پره با گام ۱۵ میلی متری گسترده‌تر از پره با گام ۲۵ میلی متری است.



الف) گام پره ۱۵ میلی متری



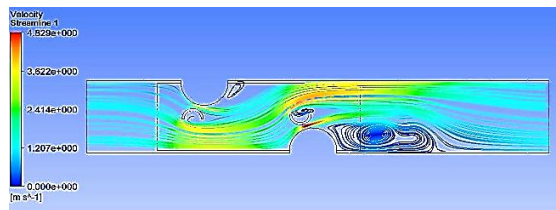
ب) گام پره ۲۵ میلی متری

شکل ۶: کانتور دمای پره با گام پره الف. ۱۵ میلی متری و ب. ۲۵ میلی متری

کانتور دما نشان می‌دهد که با گام پره ۱۵ میلی متری، لایه‌های مرزی حرارتی روی پره و پیرامون لوله سریع‌تر رشد کرده و به‌زودی با هم ادغام می‌شوند؛ به همین دلیل نواحی گرم‌تر به هسته‌ی جریان نفوذ کرده، گرادیان دما روی دیواره کوچک‌تر می‌شود و Nu موضعی در پسای لوله زودتر افت می‌کند؛ ضمن اینکه مساحت آزاد کمتر، سرعت میان‌گذر و افت فشار را بالا می‌برد. در گام ۲۵ میلی متری، جریان سرد هسته بهتر تا نزدیکی دیواره نفوذ می‌کند (نوارهای آبی پایدارتر)، لایه‌ی حرارتی نازک‌تر می‌ماند و گرادیان دما در طول بیشتری بزرگ است؛ بنابراین Nu موضعی پایدارتر و عموماً بالاتر است، با افت فشار کمتر.

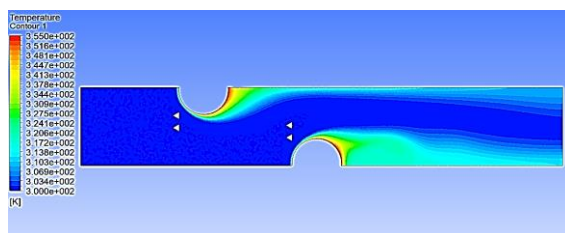
جدول ۳: مقایسه رفتار حرارتی هندسه دو پره مبدل حرارتی با گام متفاوت

گام پره	ضریب انتقال حرارت همرفت $h(W/m^2K)$
۱۵ میلی متری	۴۱/۹
۲۵ میلی متری	۳۸/۸

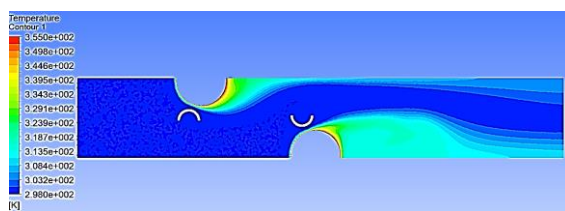


شکل ۸: کانتور جریان سرعت در حضور ورتکس ژنراتور نیمه سیلندری

مقایسه دو کانتور دما در شکل ۹ نشان می‌دهد لایه مرزی حرارتی دیواره لوله حرارتی در شکل ۹-ب ضخیم‌تر بوده و در نتیجه دفع حرارت بیشتری داشته و در نتیجه عملکرد حرارتی بهتر و بیشتری را نسبت به ورتکس ژنراتور مثلثی دارا است.



الف) ورتکس ژنراتور مثلثی دو ردیفه



ب) ورتکس ژنراتور نیمه سیلندری

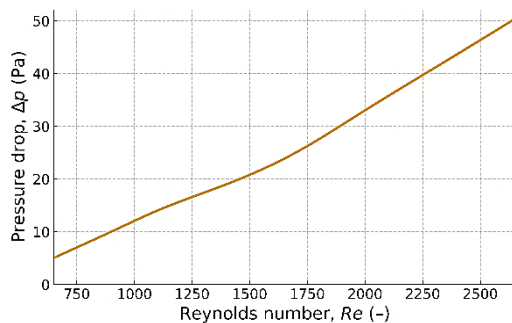
شکل ۹: کانتور دمای برای ورتکس ژنراتور الف) مثلثی و ب) نیمه سیلندری یکی از دلایل این پدیده اثر هندسی ورتکس ژنراتور سیلندری است زیرا مومنوم جریان را بیشتر کرده و انرژی تلاطم جریان را بیشتر می‌کند و پخش حرارتی یا دیفیوژن حرارتی را در برابر دیواره حرارتی بیشتر اعمال می‌کند. در این شکل، کانتور دما تفاوت کارکرد حرارتی دو مولد گردابه را روشن می‌کند. در نوع مثلثی دو ردیفه (الف)، لبه تیز باعث جدایش زود هنگام و بازچرخش‌های پر اتلاف پشت بالچه‌ها می‌شود؛ لایه مرزی حرارتی سریع‌تر رشد می‌کند و نوارهای دمای بالا (زرد/سبز) زود به هسته نفوذ می‌کنند؛ یعنی گرادیان دما روی دیواره کوچک‌تر و Nu موضعی محدودتر است؛ اما در نیمه سیلندری (ب)، لبه گرد جدایش را نرم کرده و جفت‌گردابه طولی پایدار می‌سازد که با حرکت شاخه نزدیک دیواره سیال پرنرژی هسته را به دیواره می‌کشد؛ به همین دلیل لایه مرزی حرارتی نازک‌تر است و نوارهای Nu_x بلندتری در رد پای گردابه‌ها شکل می‌گیرد. حاصل آن، ارتقای انتقال حرارت

شکل ۷ نشان می‌دهد که اثرات عملکردی تولیدکننده گرداب در مقطع نیمه سیلندری اثر گذارتر است. در میدان جریان اثرات گردابه و تلاطم جریان در شکل ۷-ب بیشتر بوده و همین باعث ایجاد یک پروفیل لایه مرزی بیشتر در مسیر جریان بوده و درگیری بیشتری بین سیال هوا و دیواره حرارتی لوله‌ها رخ داده و امکان نرخ انتقال حرارت در این حالت بیشتر است. لذا مکانیزم انتقال حرارت جابجایی بیشتر محسوس شده است.

در نوع مثلثی لبه تیز سبب جدایش زود هنگام و تشکیل حباب‌های بازچرخش پشت بالچه می‌شود؛ جریان پرسرعت بیشتر به هسته کانال منحرف می‌گردد و جفت‌گردابه‌های طولی حاصل کوتاه عمر و ناپیوسته‌اند، لذا نوارهای شتاب گرفته نزدیک دیواره باریک و گسسته‌اند و بخشی از میدان به نواحی مرده بدل می‌شود (درگ شکلی نیز بالاتر است). در مقابل، نیمه سیلندری با لبه گرد، جدایش را نرم کرده و یک جفت‌گردابه طولی پایدار و هم‌راستا می‌سازد که تا چند قطر پایین دست جریان دوام دارد؛ این ساختار با جریان رو به دیواره / جریان رو به بیرون از دیواره پیوسته، سیال پرسرعت هسته را به سمت دیواره می‌کشد، نوارهای سرعت نزدیک دیواره را عریض می‌کند و زمینه نازک شدن لایه مرزی حرارتی و افزایش Nu را فراهم می‌آورد، در حالی که بازچرخش‌های پر اتلاف کوچک‌تر و محدودتر باقی می‌مانند. نتیجه فیزیکی این است که نیمه سیلندری اختلاط سودمند نزدیک دیواره را کارآمدتر و با هزینه هیدرولیکی معتدل‌تری نسبت به مثلثی فراهم می‌کند.

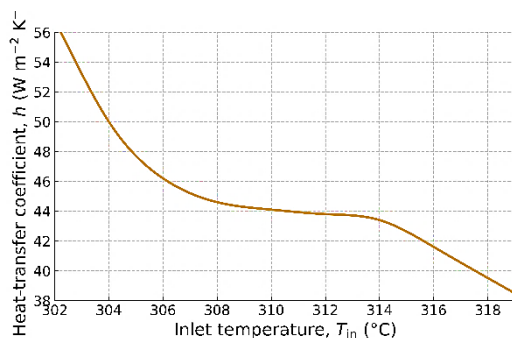
در کانتور جریان شکل ۸ این پدیده بهتر قابل نمایش است. یک جفت گردابه طولی پایدار شده است. شاخه نزدیک دیواره بخش‌هایی از سیال پرنرژی هسته را به دیواره می‌کشد و نوار سرعت بالای چسبیده به دیواره ایجاد می‌کند؛ شاخه دور از دیواره سیال کم‌سرعت نزدیک دیواره را به هسته می‌راند و نواحی مرده را می‌زداید. در پسای بالچه، حباب بازچرخش کوچک و محدود دیده می‌شود که سریع می‌خواهد و دنباله باریک‌تری نسبت به لبه تیز ایجاد می‌کند؛ بنابراین هزینه هیدرولیکی معتدل می‌ماند. پیامد فیزیکی این الگو، افزایش اختلاط نزدیک دیواره، نازک شدن لایه مرزی حرارتی و رشد Nu_x در رد پای نوار سرعت چسبیده به دیواره است، در حالی که افزایش Δp نسبت به هندسه‌های لبه تیز ملایم‌تر است.

روند شکل ۱۲ نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، افت فشار Δp یکنواخت و با شیب بیشتر در رینولدزهای بالاتر افزایش می‌یابد؛ چون سرعت میان‌گذر بزرگ‌تر شده و هم برش دیواره (اصطکاکی) و هم درگ شکلی پسای لوله/بالچه‌ها تقویت می‌شود. شکست ملایم شیب حوالی $(1800 - 1600 \approx Re)$ نشانگر تشدید ناپایداری‌ها و تلاطم است. افزایش Re گرچه Nu را بالا می‌برد، اما به قیمت هزینه پمپاژ بیشتر است؛ بنابراین انتخاب نقطه کار باید با جمع‌بندی هم‌زمان حرارتی-هیدرولیکی انجام شود.



شکل ۱۲: تغییرات افت فشار در محدوده رینولدز

شکل ۱۳ تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی را در معرض دماهای مختلف محیطی یا دمای ورود به هسته مبدل حرارتی با ورتکس ژنراتور نیمه سیلندر نشان می‌دهد که با افزایش دمای محیط ورودی نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد که این امر دور از انتظار نبود؛ بنابراین دمای کمتر محیط در کنار رینولدز بالا بیشترین اثر بهبود حرارتی را خواهند داشت.

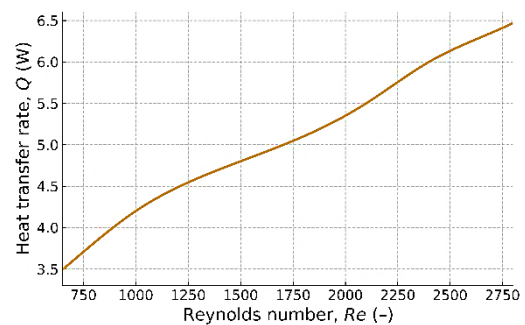


شکل ۱۳: اثر دمای محیط بر عملکرد حرارتی

در شکل ۱۳ با ثابت بودن سرعت ورودی و دمای دیواره، افزایش دمای ورودی T_{in} باعث کاهش یکنواخت ضریب جابه‌جایی h می‌شود. علت اصلی: (۱) با گرم‌تر شدن سیال ورودی، اختلاف دمای رانش $T_w - T_b$ کوچک‌تر می‌شود و گرادیان حرارتی دیواره کاهش می‌یابد؛ (۲) خواص تابع دما تغییر می‌کنند: ویسکوزیته جنبشی بالا می‌رود و

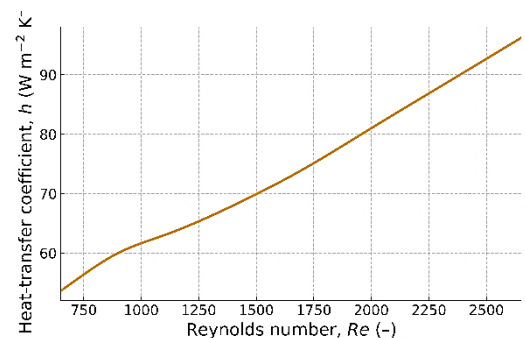
در نیمه سیلندری نسبت به مثلی، با نواحی مرده حرارتی کوچک‌تر در پسای بالچه و اطراف لوله است.

شکل ۱۰ و شکل ۱۱ تغییرات انتقال حرارت مدل مورد نظر در محدوده رینولدز مختلف را برای ورتکس ژنراتور نیمه سیلندر نشان می‌دهد که با افزایش رینولدز جریان نرخ انتقال حرارت بیشتر شده است. همچنین شکل ۱۲ تغییرات افت فشار را برای ورتکس ژنراتور نیمه سیلندر نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز افت فشار به دلیل افزایش اصطکاک سطح در برخورد جریان به دیواره و لزج بودن سیال با افزایش سرعت افت فشار افزایش پیدا کرده است. روند شکل ۱۰ نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، نرخ انتقال حرارت Q به صورت یکنواخت و تقریباً خطی بالا می‌رود؛ علت، تقویت اختلاط و نازک‌شدن لایه مرزی حرارتی در رژیم‌های بالاتر است. هم‌زمان افت فشار نیز افزایش می‌یابد و انتخاب نهایی باید با جمع‌بندی حرارتی-هیدرولیکی انجام شود.



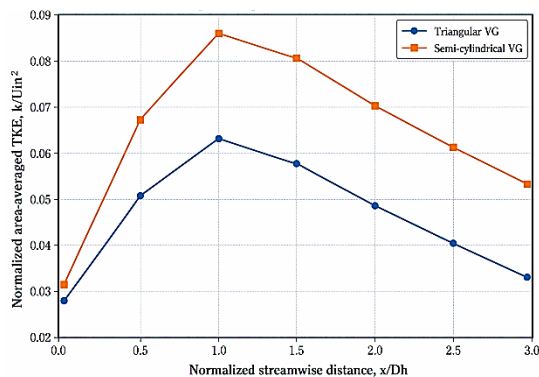
شکل ۱۰: نرخ تغییرات انتقال حرارت در محدوده مختلف رینولدز

روند شکل ۱۱ نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت h به‌طور یکنواخت و با شیب بیشتر در رینولدزهای بالاتر افزایش می‌یابد؛ نتیجه‌ی تقویت اختلاط و نازک‌شدن لایه مرزی حرارتی در گذار به آشفتگی است.



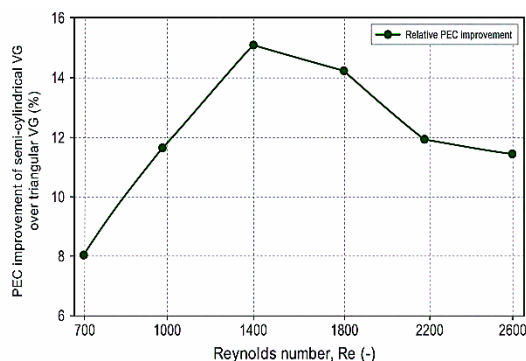
شکل ۱۱: تغییرات ضریب انتقال حرارت در محدوده رینولدز

چگالی کم می شود، بنابراین در همان سرعت، عدد رینولدز کاهش یافته، لایه مرزی حرارتی ضخیم تر می شود و اختلاط نزدیک دیواره ضعیف تر؛ در نتیجه h افت می کند.



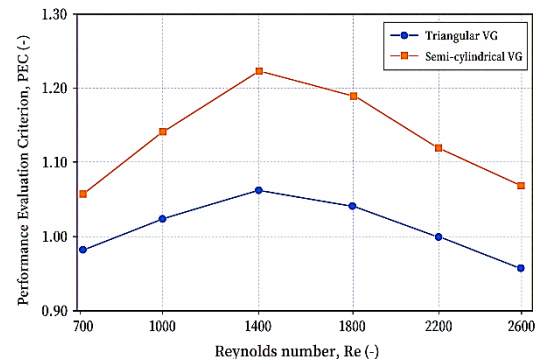
شکل ۱۵: تغییرات TKE نرمال شده در امتداد فاصله جریان نرمال شده برای دو هندسه مولد گردابه مثلثی و نیمه استوانه‌ای (x/Dh)

شکل ۱۶ تغییرات درصد بهبود عملکرد هندسه نیمه استوانه‌ای نسبت به هندسه مثلثی را در بازه‌های مختلف عدد رینولدز نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، بیشترین درصد بهبود در محدوده رینولدزهای میانه (حدود ۱۴۰۰) مشاهده می‌شود، جایی که هندسه نیمه استوانه‌ای به اوج عملکرد خود می‌رسد. این بهبود در این بازه به حدود ۱۵ درصد می‌رسد، سپس با افزایش بیشتر رینولدز، این بهبود کاهش می‌یابد و در رینولدزهای بالاتر از ۲۲۰۰، مزیت هندسه نیمه استوانه‌ای نسبت به هندسه مثلثی به تدریج کاهش می‌یابد. این روند نشان می‌دهد که در رینولدزهای پایین و میانه، هندسه نیمه استوانه‌ای برتری قابل توجهی در انتقال حرارت نسبت به هندسه مثلثی دارد، اما در رینولدزهای بالا این مزیت نسبت به هزینه افت فشار کاهش می‌یابد.



شکل ۱۶: نمودار درصد بهبود عملکرد هندسه نیمه استوانه‌ای نسبت به هندسه مثلثی در بازه‌های مختلف عدد رینولدز

شکل ۱۴: تغییرات شاخص عملکرد ترکیبی برای مولدهای گردابه مثلثی و نیمه استوانه‌ای در اعداد رینولدز مختلف



شکل ۱۴: تغییرات شاخص عملکرد ترکیبی برای مولدهای گردابه مثلثی و نیمه استوانه‌ای در اعداد رینولدز مختلف

شکل ۱۴ تغییرات معیار ارزیابی عملکرد (PEC) را برای دو هندسه مولد گردابه مثلثی و نیمه استوانه‌ای در محدوده مختلف عدد رینولدز نشان می‌دهد. همان‌گونه که دیده می‌شود، مقدار PEC برای هندسه نیمه استوانه‌ای در تمام بازه رینولدز بالاتر از نوع مثلثی است؛ این موضوع بیانگر آن است که افزایش انتقال حرارت حاصل از این هندسه، نسبت به افزایش افت فشار آن، مطلوب‌تر و از دیدگاه حرارتی-هیدرولیکی کارآمدتر است. همچنین هر دو منحنی در رینولدزهای میانی به بیشینه خود می‌رسند که نشان می‌دهد در این ناحیه، توازن بین تقویت انتقال حرارت و هزینه پمپاژ مناسب‌تر است. از سوی دیگر، کاهش تدریجی PEC در رینولدزهای بالاتر بیان می‌کند که اگرچه انتقال حرارت همچنان افزایش می‌یابد، اما نرخ رشد افت فشار بیشتر شده و در نتیجه برتری کلی عملکرد اندکی کاهش پیدا می‌کند؛ بنابراین، بر اساس این شاخص ترکیبی، هندسه نیمه استوانه‌ای گزینه مناسب‌تری برای دستیابی به عملکرد بهتر در مقایسه با هندسه مثلثی ارزیابی می‌شود.

در شکل ۱۵، تغییرات انرژی جنبشی آشفته نرمال شده (TKE) برای دو هندسه مولد گردابه مثلثی و نیمه استوانه‌ای در امتداد فاصله جریان نرمال شده (x/Dh) نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، هندسه نیمه استوانه‌ای همواره TKE بالاتری نسبت به هندسه مثلثی دارد. این نشان می‌دهد که مولد گردابه نیمه استوانه‌ای با ایجاد جفت گردابه‌های طولی پایدارتر و اختلاط بهتر در نزدیکی دیواره، باعث نازک شدن لایه مرزی حرارتی و در نتیجه افزایش انتقال حرارت می‌شود. به علاوه، هر دو هندسه در بازه‌های مختلف

نقشه‌های میدانی سرعت، دما و انرژی جنبشی آشفتگی نشان می‌دهند که بالچه نیمه استوانه‌ای با ایجاد جفت‌گردابه‌های طولی پایدار، اختلاط عرضی نزدیک دیواره را تقویت کرده و موجب تغییرات لایه مرزی حرارتی و افزایش شیب دمای دیواره می‌شود. در مقابل، هندسه مثلی با جدایش تیز، نواحی بازچرخش پر اتلاف ایجاد می‌کند و ساختارهای گردابه‌ای طولی زودتر میرا می‌شوند. پروفایل‌ها این رفتار را کمی می‌کنند و نشان می‌دهند که انرژی آشفتگی سودمند نزدیک دیواره در نیمه استوانه‌ای بزرگ‌تر و ضخامت مرزی حرارتی کوچک‌تر است؛ نتیجه آن، افزایش معنی‌دار انتقال حرارت در محدوده عملیاتی بررسی شده است. از آنجا که هدف این پژوهش ارائه راهنمای طراحی برای سامانه‌های ترمال پزشکی است، h به عنوان کمیت اصلی گزارش شده تا برآوردهای عملی Q و ΔT_{lm} بی‌درنگ قابل استفاده باشد. با توجه به شرایط دیواره ایزو ترم و ارزیابی خواص در دمای فیلم، روندهای Nu و h هم‌جهت‌اند.

لازم است تأکید شود که نتایج حاضر در چارچوب یک مطالعه مقایسه‌ای سمت هوا برای مبدل‌های فشرده کم‌دما تفسیر می‌شوند و دامنه اعتبار آن‌ها به شرایط بررسی شده محدود است: جریان پایا، سه‌بعدی و تراکم‌ناپذیر هوا، بازه رینولدز ۷۰۰ تا ۲۶۰۰، دمای ورودی هوا ۳۰۰ تا ۳۱۸ کلوین و دیواره ایزو ترم با دمای ۳۵۵/۱۵ کلوین. از این‌رو، یافته‌ها باید عمدتاً به عنوان راهنمای رتبه‌بندی نسبی هندسه‌ها در مرحله طراحی مفهومی برای کاربردهایی مانند گرم‌کن‌های پزشکی، مبدل‌های کم‌ظرفیت سامانه‌های پشتیبانی حیات، یا زیرسامانه‌های حرارتی با اختلاف دمای محدود در نظر گرفته شوند. در مقابل، تعمیم مستقیم نتایج به یک تجهیز پزشکی مشخص نیازمند تعریف صریح قیود سامانه، از جمله حد مجاز افت فشار، دبی جرمی/حجمی هدف، اختلاف دمای مجاز، ملاحظات ایمنی و پایداری عملکرد و نیز در نظر گرفتن شرایط واقعی بهره‌برداری مانند ناپایداری جریان، آلودگی سطح و کوپل حرارتی با سیال فرایندی است؛ بنابراین، مطالعه حاضر بیشتر یک چارچوب مقایسه‌ای برای انتخاب هندسه مناسب ارائه می‌دهد و نه یک طراحی نهایی مستقل از قیود دستگاه.

مقایسه دو هندسه نشان می‌دهد که بهبود حرارتی ناشی از بالچه نیمه استوانه‌ای مقدار ثابتی نیست و با عدد رینولدز تغییر می‌کند. در ناحیه گذار پایین، سهم گردابه‌های طولی در افزایش اختلاط و نازک کردن لایه مرزی بیشینه است و بهبود میانگین انتقال حرارت می‌رسد. با افزایش رینولدز، به‌رغم تداوم برتری هندسه نیمه استوانه‌ای، سهم نسبی آن در مقابل تلاطم زمینه اندکی کاهش یافته و مقدار بهبود

چند درصد کاهش می‌یابد، اما در کل دامنه بررسی شده مثبت و معنادار باقی می‌ماند. ارزیابی هم‌زمان شاخص عملکرد نشان داد که در بازه میانی رینولدز، ترکیب افزایش ناسلت و کنترل افت فشار برتری نسبی تراز حرارتی-هیدرولیکی را ایجاد می‌کند. نتایج ما درباره برتری نسبی بالچه نیمه استوانه‌ای—به واسطه ایجاد گردابه‌های طولی پایدار، اختلاط قوی‌تر نزدیک دیواره و نازک شدن لایه مرزی حرارتی—با گزارش‌های داخلی درباره اثر مثبت مولدهای گردابه بر کارایی مبدل‌های پره-لوله همسو است [۱۷]. همچنین مطالعات عددی اخیر نشان می‌دهند که در هندسه‌های دارای مولد گردابه، عدد رینولدز و جای‌دهی مولد نسبت به ناحیه تبادل مهم‌ترین عوامل تعیین‌کننده توازن افزایش h در برابر رشد Δp هستند؛ نابراین، در بازه‌های میانی رینولدز و با سقف افت فشار متعارف سامانه‌های پزشکی، بالچه نیمه استوانه‌ای گزینه عملی‌تر برای ارتقای عملکرد حرارتی به شمار می‌آید. انتخاب مدل RNG k- ϵ برای شبیه‌سازی جریان‌های آشفتگی در بازه رینولدز ۷۰۰ تا ۲۶۰۰ به دلیل توانمندی آن در مدل‌سازی جریان‌های دارای انحنای شدید و تغییرات پیچیده در هندسه‌های مانند مولدهای گردابه طولی صورت گرفته است. این مدل به‌ویژه به دلیل توانایی آن در اصلاح ترم اصطکاک و پاسخ به تغییرات انحنای، برای جریان‌های پیچیده‌ای که در مبدل‌های حرارتی با هندسه‌های خاص دیده می‌شود، مناسب است. در عین حال، با توجه به ویژگی‌های مدل SST k- ω که حساسیت کمتری به مشکلات گذار دارد، مقایسه دقیق‌تر این دو مدل در بازه‌های مختلف رینولدز می‌تواند نتایج کاربردی و مؤثرتری به همراه داشته باشد.

در این مطالعه، تحلیل جداگانه منابع افت فشار در مبدل‌های پره-لوله با مولد گردابه ارائه شده است. به‌طور کلی، افت فشار در این مبدل‌ها به دو بخش اصلی تقسیم می‌شود: (۱) افت فشار ناشی از هندسه لوله و پره که به دلیل اثرات اصطکاک سطحی و تغییرات سرعت در ناحیه تماس سیال با دیواره‌ها ایجاد می‌شود و (۲) افت فشار ناشی از مولد گردابه که به دلیل ایجاد ناپایداری‌های جریان و پیچیدگی‌های ناشی از گردابه‌ها در جریان سیال رخ می‌دهد. بررسی‌ها نشان داده‌اند که مولدهای گردابه معمولاً باعث افزایش افت فشار می‌شوند، اما این افزایش اغلب با افزایش قابل‌توجهی در انتقال حرارت همراه است. به‌علاوه، مقایسه نتایج با وضعیت پایه (بدون مولد گردابه) نشان می‌دهد که تأثیر مولد گردابه بر افت فشار در مقایسه با افت فشار ناشی از لوله و پره، به‌ویژه در رینولدزهای پایین و میانه، قابل‌توجه‌تر است.

نازک‌شدن لایه مرزی حرارتی ناشی می‌شود. با این حال، باید توجه داشت که در برخی سامانه‌های واقعی، شرط شار حرارتی ثابت نیز می‌تواند توصیف مناسب‌تری از عملکرد حرارتی دیواره باشد. در آن حالت، توزیع دمای دیواره، گرادیان‌های موضعی و حتی مقدار مطلق ضریب انتقال حرارت ممکن است با حالت حاضر تفاوت داشته باشد. با وجود این تا زمانی که مکانیزم غالب ارتقای انتقال حرارت ناشی از تقویت اختلاط نزدیک دیواره و پایداری گردابه‌های طولی باشد، انتظار می‌رود رتبه‌بندی نسبی هندسه‌ها از نظر برتری حرارتی به‌طور کلی حفظ شود، هرچند بررسی کمی این موضوع به‌عنوان بخشی از مطالعات آینده ضروری است.

۴- جمع‌بندی

در این پژوهش، رفتار حرارتی-هیدرولیکی سوی هوای یک مبدل پره-لوله با به‌کارگیری مولدهای گردابه طولی به صورت سه‌بعدی بررسی شد و دو هندسه بالچه مثلثی و نیمه استوانه‌ای مقایسه گردید. یافته‌ها نشان داد که بالچه نیمه استوانه‌ای با ایجاد جفت گردابه‌های طولی پایدار، اختلاط نزدیک دیواره را تقویت کرده و با نازک کردن لایه مرزی حرارتی، انتقال حرارت را نسبت به نوع مثلثی می‌افزاید؛ هرچند این بهبود با افزایش افت فشار همراه است. وابستگی به عدد رینولدز بیانگر آن است که برتری حرارتی نیمه استوانه‌ای در رینولدزهای میانی پررنگ‌تر بوده و در عین حال هزینه پمپاژ در محدوده قابل قبول حفظ می‌شود؛ همچنین افزایش دمای ورودی هوا گرادیان دمای دیواره را می‌کاهد و به کاهش ضریب انتقال حرارت می‌انجامد. بر پایه این نتایج، برای کاربردهای مهندسی پزشکی—مانند گرم‌کن خون و مبدل‌های سامانه‌های پشتیبانی حیات که با اختلاف دمای محدود و سقف افت فشار مشخص کار می‌کنند—هندسه نیمه استوانه‌ای گزینه‌ای کارآمدتر برای دستیابی به توازن میان ارتقای حرارتی و هزینه پمپاژ است و به‌ویژه در رینولدزهای میانی توصیه می‌شود. افزون بر این، چارچوب عددی سه‌بعدی به‌کاررفته امکان ارزیابی سریع سناریوهای طراحی و کاهش نیاز به آزمون‌های پرهزینه آزمایشگاهی را فراهم می‌کند. در عین حال، ادعای بهینه‌سازی مطرح نیست و ادامه مسیر می‌تواند شامل صحنه‌گذاری تجربی در مدارهای پزشکی، بررسی اثر ناهم‌واری و رسوب‌زیستی و تعیین دقیق بازه عملیاتی بهینه بر پایه قیود واقعی سامانه باشد.

محدودیت‌های این مطالعه باید به‌طور صریح ذکر شود. نتایج حاصل تنها برای دو هندسه خاص مولد گردابه، یعنی مثلثی و نیمه استوانه‌ای در مبدل‌های پره-لوله، قابل تعمیم هستند و ممکن است برای سایر هندسه‌ها یا آرایش‌ها نتایج متفاوتی حاصل شود. به‌ویژه در کاربردهای مختلف، ممکن است هندسه‌های متفاوتی مانند پره‌های منحنی، لوله‌های با مقاطع مختلف یا تنظیمات متفاوت مولد گردابه تأثیرات متفاوتی بر افت فشار و انتقال حرارت داشته باشند؛ بنابراین، برای تعمیم این نتایج به سایر هندسه‌ها و کاربردها، نیاز به مطالعات و شبیه‌سازی‌های بیشتر با هندسه‌های متنوع وجود دارد.

در این مطالعه، اعتبارسنجی نتایج برای هندسه‌های اصلاح‌شده با مولد گردابه، به‌ویژه در مقایسه با هندسه‌های بدون مولد گردابه، به‌طور دقیق‌تر بررسی شده است. شبیه‌سازی‌های انجام‌شده در این مطالعه با استفاده از مدل‌های معتبر عددی و مقایسه با نتایج تجربی و شبیه‌سازی‌های پیشین، نشان می‌دهد که هندسه‌های اصلاح‌شده با مولد گردابه به‌طور کلی نتایج معتبر و دقیقی ارائه می‌دهند. با این حال، به دلیل تفاوت‌های هندسی و پیچیدگی‌های بیشتر در مدل‌سازی مولد گردابه، در تحقیقات آینده، انجام اعتبارسنجی‌های بیشتر با استفاده از داده‌های تجربی و مقایسه نتایج با هندسه‌های مختلف توصیه می‌شود تا اطمینان بیشتری از قابلیت اعتماد نتایج حاصل شود.

در این مطالعه، تغییرات خواص هوا با دما، به‌ویژه برای دمای ورودی ۳۰۰ کلوین، در نظر گرفته شده است. برای مدل‌سازی اثرات دما بر خواص هوا، از مدل گاز ایدئال استفاده شده که شامل تغییرات چگالی، ویسکوزیته و ظرفیت گرمایی هوا است. این تغییرات بر روی نرخ انتقال حرارت و افت فشار تأثیرگذار هستند. به‌ویژه با افزایش دمای سیال، چگالی کاهش یافته و ویسکوزیته افزایش می‌یابد که می‌تواند موجب کاهش نرخ انتقال حرارت و در عین حال افزایش افت فشار شود. تأثیر این تغییرات در نتایج شبیه‌سازی‌ها به‌طور شفاف بیان شده و نشان داده شده که در محدوده‌های دمایی خاص، این تغییرات می‌تواند منجر به کاهش کارایی انتقال حرارت شود، به‌ویژه در دماهای بالاتر.

در این پژوهش، شرط مرزی دمای ثابت دیواره برای لوله حرارتی انتخاب شد تا یک نیروی محرک حرارتی یکنواخت و قابل کنترل برای مقایسه مستقیم هندسه‌های مختلف مولد گردابه فراهم شود. این انتخاب به‌ویژه برای یک مطالعه مقایسه‌ای مناسب است، زیرا در حضور دیواره ایزوترم، تفاوت عملکرد حرارتی هندسه‌ها عمدتاً از تفاوت در ساختار گردابه‌های طولی، شدت اختلاط نزدیک دیواره و میزان

۵- منابع

Mass Transfer, Vol. 50, No. 25–26, pp. 5065–5072, 2007, DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.08.003](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.08.003).

[9] K. Barquín and A. Valencia, “Comparison of different fin and tube compact heat exchanger with longitudinal vortex generator in CFU-CFD configurations,” *International Journal of Heat and Technology*, Vol. 39, No. 5, pp. 1523–1531, 2021, DOI: [10.18280/ijht.390514](https://doi.org/10.18280/ijht.390514).

[10] Y. G. Lei, Y. L. He, L. T. Tian, P. Chu, and W. Q. Tao, “Hydrodynamics and heat transfer characteristics of a novel heat exchanger with delta-winglet vortex generators,” *Chemical Engineering Science*, Vol. 65, No. 5, pp. 1551–1562, 2010, DOI: [10.1016/j.ces.2009.10.017](https://doi.org/10.1016/j.ces.2009.10.017).

[11] B. Lotfi, M. Zeng, B. Sundén, and Q. Wang, “3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators,” *Energy*, Vol. 73, pp. 233–257, 2014, DOI: [10.1016/j.energy.2014.06.016](https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.016).

[12] M. Zeeshan, V. Kumar, S. Nath, and D. Bhanja, “A numerical investigation on the performance of finned tube heat exchangers having alternate arrangements of flat and circular tubes,” *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 1172, Art. no. 012057, 2019, DOI: [10.1088/1742-6596/1172/1/012057](https://doi.org/10.1088/1742-6596/1172/1/012057).

[13] M. Alipour and F. Ghadiri Modarres, “Automotive condenser operational relationships development based on numerical simulations and the design of experiment,” *Journal of Fluid Mechanics and Aerodynamics*, Vol. 10, No. 1, pp. 143–161, 2022. (in Persian)

[14] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Introduction to Heat Transfer*, 6th ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2011.

[15] S. P. Datta, P. K. Das, and S. Mukhopadhyay, “Performance of a condenser of an automotive air conditioner with maldistribution of inlet air: Simulation studies and its experimental validation,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 98, pp. 367–379, 2016, DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.019](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.019).

[1] A. S. Annamalai and R. Velraj, “Experimental investigation and CFD analysis of a air cooled condenser heat pipe,” *Thermal Science*, Vol. 15, No. 3, pp. 759–772, 2011, DOI: [10.2298/TSCI100331023A](https://doi.org/10.2298/TSCI100331023A).

[2] M. Sudharsan, M. K. Kaman, and M. Cheralathan, “Numerical study on fin and tube heat exchanger by using elliptical tube-vortex generator,” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 912, Art. no. 042044, 2020, DOI: [10.1088/1757-899X/912/4/042044](https://doi.org/10.1088/1757-899X/912/4/042044).

[3] D. Sahel, H. Ameer, and M. Mellal, “Effect of tube shape on the performance of a fin and tube heat exchanger,” *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, Vol. 14, No. 2, pp. 6709–6718, 2020, DOI: [10.15282/jmes.14.2.2020.13.0525](https://doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.13.0525).

[4] C. W. Lu, J. M. Huang, W. C. Nien, and C.-C. Wang, “A numerical investigation of the geometric effects on the performance of plate finned-tube heat exchanger,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 3, pp. 1638–1643, 2011, DOI: [10.1016/j.enconman.2010.10.026](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.10.026).

[5] K. Thirumalai Kannan and B. Senthil Kumar, “Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with different shaped vortex generators,” *International Journal of Soft Computing and Engineering*, Vol. 2, No. 1, pp. 357–361, 2011.

[6] J. Y. Jang, M. C. Wu, and W. J. Chang, “Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 14, pp. 3057–3066, 1996, DOI: [10.1016/0017-9310\(95\)00341-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00341-X).

[7] S. W. Hwang, D. H. Kim, J. K. Min, and J. H. Jeong, “CFD analysis of fin tube heat exchanger with a pair of delta winglet vortex generators,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 26, No. 9, pp. 2949–2958, 2012, DOI: [10.1007/s12206-012-0702-2](https://doi.org/10.1007/s12206-012-0702-2).

[8] C. B. Allison and B. B. Dally, “Effect of a delta-winglet vortex pair on the performance of a tube-fin heat exchanger,” *International Journal of Heat and*

- enhancement,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 162, Art. no. 108647, 2025, DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.108647](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.108647).
- [20] X. Liang, J. Xu, M. Min, X. Fan, J. Wang, and J. Cheng, “Multi-objective optimization of vortex generators for enhanced thermal-fluid performance in finned-tube heat exchangers,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 283, Art. no. 128946, 2025, DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2025.128946](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.128946).
- [21] A. Alshayji, M. Al-Bataineh, and N. F. Aljuwayhel, “Numerical simulation and topology optimization of fin-and-tube heat exchangers for enhanced performance,” *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 67, Art. no. 104099, 2025, DOI: [10.1016/j.tsep.2025.104099](https://doi.org/10.1016/j.tsep.2025.104099).
- [22] J. H. Choi, J. G. Gwon, H. K. Choi, and Y. G. Park, “Numerical analysis of the heat transfer effect on arc-shaped vortex generator height in a finned-tube heat exchanger,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 40, pp. 2329–2341, 2026, DOI: [10.1007/s12206-026-0263-4](https://doi.org/10.1007/s12206-026-0263-4).
- [16] V. Malapure, S. K. Mitra, and A. Bhattacharya, “Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger,” *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, No. 2, pp. 199–211, 2007, DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2006.04.010](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.04.010).
- [17] R. Deriszadeh and A. Falahat, “Numerical and statistical study of cylindrical heat sink performance with interrupted minichannels and twisted vortex generator,” *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, Vol. 15, No. 2, pp. 153–164, 2025, DOI: [10.22044/jsfm.2025.14607.3864](https://doi.org/10.22044/jsfm.2025.14607.3864). (in Persian)
- [18] X. Qi, J. Yang, Y. Zhang, J. Wang, and X. Guo, “Simulation study of the influence of circular arc vortex generator size on the heat transfer characteristics of fin-and-tube heat exchanger,” *Scientific Reports*, Vol. 15, Art. no. 22059, 2025, DOI: [10.1038/s41598-025-05071-4](https://doi.org/10.1038/s41598-025-05071-4).
- [19] J. Batista, A. Trp, K. Lenić, and M. Kirinčić, “The influence of geometry parameters of rectangular vortex generators on the air-to-water fin-and-tube heat exchanger efficiency