Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(7) (2021) 1017-1020
DOI: 10.22060/mej.2020.18757.6885

The effect of hole on the rectangular vortex generator on thermal-hydrodynamic performance of the minichannel

N. Pahlevaninejad[1], M. Rahimi[2*] , A. A. Ranjbar[1], M. Gorzin[1]

[1] Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshiravani University of Technology, Babol, Iran
[2] Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Golestan university, Gorgan, Iran

ABSTRACT: There are several ways to increase heat transfer in mini-channels, like adding a vortex generator. In this paper, the effect of the presence of the hole on vortex generators on the heat transfer parameters is examined. In this study, a 50 mm long minichannel with eleven rectangular vortex generators, with holes with area of 5 to 60% of the vortex generator area, was analyzed with water-based fluid under constant flux in the range of Reynolds numbers 200-1000. The results showed the presence of holes on the vortex generators reduced the pressure drop resulting from the obstruction against the fluid flow and 34.7% decrease in pressure drop is observed for minimum and maximum area of holes in Reynolds number 1000. The Nusselt number is increased by existence of a hole in the Reynolds numbers range and then is decreased by increasing the size of the hole due to the reduction of the vortex size behind the obstacle, so that in the maximum Reynolds number by increasing hole size, 34.3% decrease is observed.

Review History:

Received: Jul. 24, 2020
Revised: Nov. 14, 2020
Accepted: Nov. 15, 2020
Available Online: Nov. 26, 2020

Keywords:

Heat Transfer
Minichannel
Vortex Generator
Hole

1.INTRODUCTION

There are many parameters that effect on performance enhancement of electronic equipment such as increasing heat dissipation from the equipment. Heat transfer enhancement in heat exchangers can be divided into two main methods, active and inactive solutions. utilizing vortex generators are one of the effective methods in inactive category. Vortex generators cause increment in pressure loss and accordingly increase in pumping power. One of the solutions for decreasing pressure loss is to make hole on the vortex generators. Hole existence in cylindrical ribs in minichannel is investigated by Al-Asadi et al. [1]. The results show that by making hole in the ribs pec is enhanced in uniform heat flux and Reynolds number 300. Kamboj et al. [2] in a numerical investigation with finite volume method has shown that hole existence can lead to heat transfer enhancement due to decrease in thermal resistance. Numerical simulation on heat transfer characteristics of rectangular vortex generators with a hole is studied by Han et al. [3]. They compared pressure drops in vortex generators with and without hole. The results show increment in pec in rectangular vortex generators with hole in compression with the one without hole. Zhou and Feng [4] investigated experimentally rectangular and trapezius and delta, plain and curved vortex generators with punched holes. They observed that vortex generators with punched hole have better thermal performance. Results of 3d investigation by Boukhadia et al. [5] show that punched vortex generators increase heat transfer in comparison with simple vortex generators. Circle rectangular and triangle vortex generators have better heat transfer coefficient, respectively. In a study carried out by Ameur and Menni [6] circle holes are made on vortex generators in a heat exchanger in order to decrease pressure drop. The results show that by using this type of vortex generators pressure losses decrease and Performance evaluation criteria increases in comparison with the one without hole. Ameur et al. [7] compared heat transfer coefficient and pressure drop and performance evaluation criteria in baffles that were perforated in circle and oval shapes. performance evaluation criteria enhanced 55 and 74 percent for circular and oval respectively, to simple channel. Lu and Zhou [8] in a 3D numerical investigation on 6 different vortex generator shapes observed that performance evaluation criteria enhanced in vortex generators with hole in comparison with the one without hole.

2. METHODOLOGY

In this study, Fig. 1, a mini channel with inlet area of $H_{ch}\times W_{ch}$=1 mm2 and length L=50 mm including 11 vortex generators with equal distance and dimensions is investigated. Six different holes are designed with 5 to 60 percent of simple vortex generators that are compared with simple mini channel without vortex generator named Ch-b as base case. Fluid flow is considered as laminar, steady state, incompressible and all mini channel surfaces have no slip condition. Gravity and other volumetric forces are neglected. Water and aluminum specifications are considered constant. Ansys fluent is used

*Corresponding author's email: M.Rahimi@gu.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

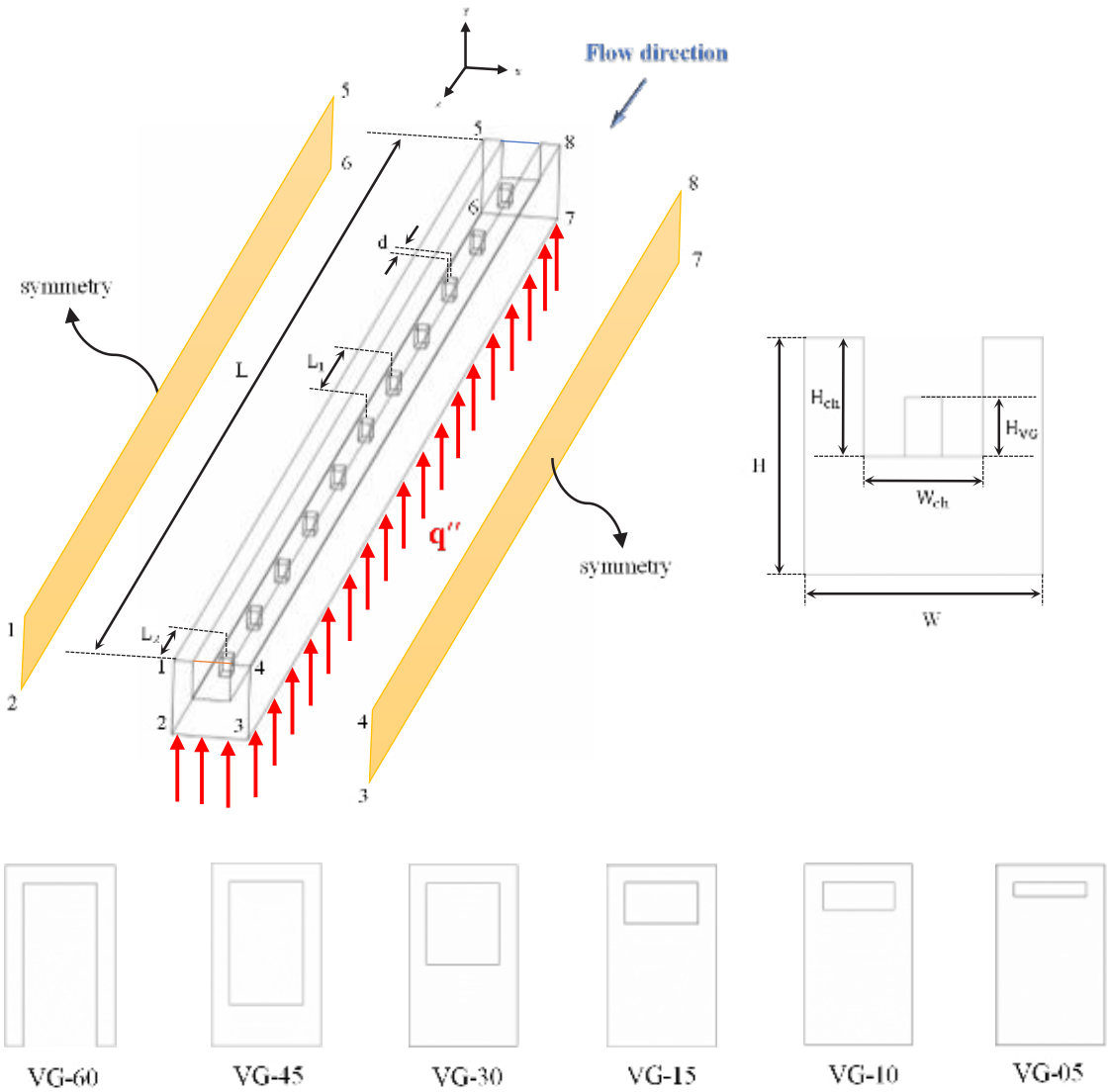


Fig. 1. 3D view schematic of minichannel

to solve governing equations. The channel is designed to cool CPU with 127 W/m^2 heat dissipation. Inlet water temperature is 300K and 5 different velocities in Reynolds 200 to 1000 are considered. Sidewalls have symmetry conditions and adiabatic condition is set for top wall.

3. DISCUSSION AND RESULTS

Fig. 2 shows pressure variations versus Reynolds number for simple mini channel and with vortex generators with different hole percentages. As it can be seen pressure drop increases in mini channel contains vortex generators in comparison with simple mini channel. Also, by increasing Reynolds number pressure drop differences between simple and mini channel with vortex generators increases. For example, pressure drop difference between simple mini channel and the one with vortex generators in Reynolds number 200 is 37% and in Reynolds number 1000 is equal to 60%. By increasing Reynolds number, pressure drop increases because vortices created behind vortex generators are smaller in lower Reynolds number so pressure drop is smaller. In higher Reynolds number larger vortices are created so pressure drop increases. In addition, it is observable in the Figure that by increasing holes size percentage pressure drop decreases. Because by increasing hole area, fluid encounter with ribs that have lower areas, so smaller vortices are created and pressure drop decrease. In maximum Reynolds number, Pressure drop increases 60.3% by adding vortex generators to simple mini channel and decrease 34.7 in VG-60 in comparison with VG-0.

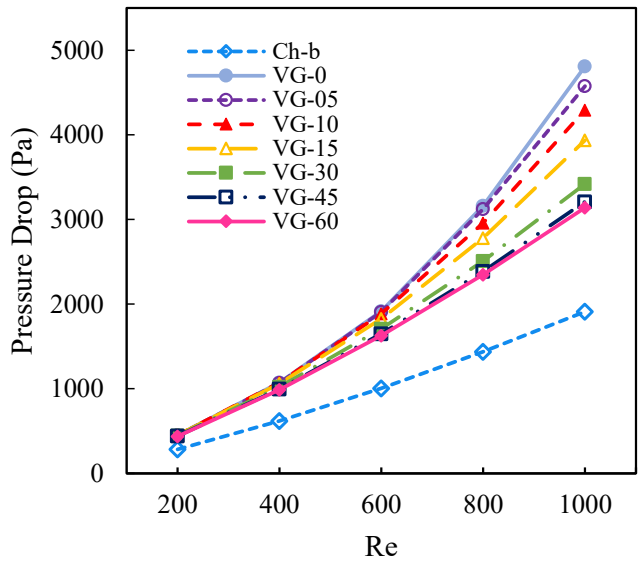


Fig. 2. Pressure drop for all cases in different Reynolds number

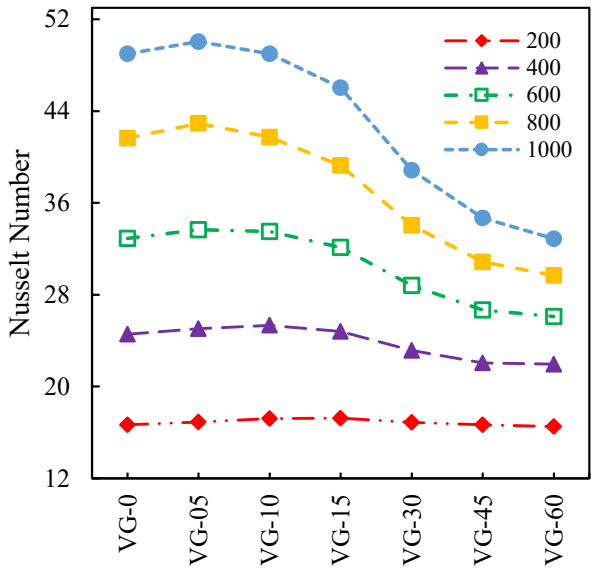


Fig. 3. Nusselt Number for all cases with vortex generator in different Reynolds numbers

Nusselt number variations for all cases with vortex generators in different *Re* number is shown in Fig. 3. As it can be seen by increasing *Re* number due to larger vortices formation behind vortex generators that leads to increase turbulence in the flow, heat transfer coefficient and accordingly Nusselt number increases. Nusselt number increases 49.7% to 66.2% for maximum and minimum hole area between 200 and 1000 *Re* number. Also, it is observable from the Figure that by making hole on the vortex generators Nusselt number increases then decrease. Because by making hole on vortex generator, flow penetration with high speed to the back zone of vortex generator causes dead zone to be smaller and increment in heat transfer rate. On the other hand, increasing hole area leads to decrease vortices size and so heat transfer. As the hole area continues to increase, second factor overcomes first factor therefore Nusselt number decreases. It is notable, Nusselt number decreases 34.3%, by increasing hole size from VG-05 to VG-60 that have maximum and minimum Nusselt number, in *Re* number 1000.

4. CONCLUSIONS

3D numerical simulation on laminar flow in minichannel with vortex generators that have holes on them in different Re umber is conducted. The results show by increasing hole size, pressure drop decreases. Also, by making holes on vortex generators Nusselt number increases and by increasing hole size Nusselt number increases but as hole size continues to enlarge Nusselt number decreases. So that Nusselt number in VG-60 that has the lowest pressure drop and highest Nusselt number, increases 34.3% in comparison with VG-05.

REFERENCES

[1] M.T. Al-Asadi, F.S. Alkasmoul, M.C. Wilson, Benefits of spanwise gaps in cylindrical vortex generators for conjugate heat transfer enhancement in micro-channels, Applied Thermal Engineering, 130 (2018) 571-586.

[2] R. Kamboj, S. Dhingra, G. Singh, CFD simulation of heat transfer enhancement by plain and curved winglet type vertex generators with punched holes, International Journal of Engineering Research and General Science, 2(4) (2014) 2091-2730.

[3] Z. Han, Z. Xu, J. Wang, Numerical simulation on heat transfer characteristics of rectangular vortex generators with a hole, International Journal of Heat and Mass Transfer, 126 (2018) 993-1001.

[4] G. Zhou, Z. Feng, Experimental investigations of heat transfer enhancement by plane and curved winglet type vortex generators with punched holes, International Journal of Thermal Sciences, 78 (2014) 26-35.

[5] K. Boukhadia, H. Ameur, D. Sahel, M. Bozit, Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger, International Journal of Thermal Sciences, 126 (2018) 172-180.

[6] H. Ameur, Y. Menni, Laminar cooling of shear thinning fluids in horizontal and baffled tubes: Effect of perforation in baffles, Thermal Science and Engineering Progress, 14 (2019) 100430.

[7]] H. Ameur, D. Sahel, Y. Menni, Numerical investigation of the performance of perforated baffles in a plate-fin heat exchanger, Thermal Science, (00) (2020) 90-90.

[8] G. Lu, G. Zhou, Numerical simulation on performances of plane and curved winglet type vortex generator pairs with punched holes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 102 (2016) 679-69

HOW TO CITE THIS ARTICLE

N. Pahlevaninejad, M. Rahimi, A.A. Ranjbar, M. Gorzin, The effect of hole on the rectangular vortex generator on thermal-hydrodynamic performance of the minichannel, Amirkabir J. Mech Eng., 53(7) (2021) 1017-1020.

DOI: 10.22060/mej.2020.18757.6885

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳ شماره ۷، سال ۱۴۰۰، صفحات ۴۲۹۳ تا ۴۳۰۸
DOI: 10.22060/mej.2020.18757.6885

تاثیر حفره در مولد گردابه مستطیلی شکل بر عملکرد حرارتی-هیدرودینامیکی مینی‌کانال

نادیا پهلوانی نژاد[۱]، معصومه رحیمی[۲،*]، علی اکبر رنجبر[۱]، مجید گرزین[۱]

[۱] دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران
[۲] دانشکده فنی مهندسی گرگان، دانشگاه گلستان، گرگان، ایران

خلاصه: یکی از راهکارهای افزایش انتقال حرارت در مینی‌کانال‌ها اضافه‌نمودن مولدهای گردابه است؛ در این مقاله به بررسی عددی تاثیر حضور حفره در مولدهای گردابه، بر روی مولفه‌های انتقال حرارتی پرداخته شده‌است. مینی‌کانالی بطول ۵۰ میلیمتر با یازده عدد مولد گردابه مستطیل شکل، دارای حفره‌هایی به حجم ۵ تا ۶۰ درصدِ حجم مولد گردابه، در محدود اعداد رینولدز ۲۰۰-۱۰۰۰ و سیال پایه آب، تحت شار ثابت، مورد تحلیل قرارگرفته‌است. نتایج نشان می‌دهد، ایجاد حفره روی مولدهای گردابه افت فشار حاصل از وجود موانع در برابر جریان را کاهش داده و در عدد رینولدز ۱۰۰۰ بین مینیمم و ماکزیمم اندازه حفره می‌توان کاهش ۳۴/۷ درصدی افت فشار را مشاهده نمود. عدد ناسلت نیز، در ابتدا با ایجاد حفره روند افزایشی و سپس با افزایش اندازه آن بدلیل کوچک‌شدن گردابه در پشت موانع، روند نزولی داشته‌است؛ بطوریکه در ماکزیمم عدد رینولدز با افزایش اندازه حفره، کاهش ۳۴/۳ درصدی عدد ناسلت مشاهده شد. همچنین نتایج نشان داد که ماکزیمم معیار ارزیابی عملکرد برای عدد رینولدز ۲۰۰، در نمونه VG-۱۵ و با افزایش عدد رینولدز در نمونه‌هایی با حفره‌های کوچکتر بدست‌آمده، که در عدد رینولدز ۱۰۰۰ ماکزیمم مقدار معیار ارزیابی عملکرد در نمونه VG-۰۵نشان داده‌شده‌است.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۹/۰۵/۰۳
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۸/۲۴
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۲۵
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۹/۰۶

کلمات کلیدی:
انتقال حرارت
مینی‌کانال
مولد گردابه
حفره
معیار ارزیابی عملکرد

۱- مقدمه

عملکرد حرارتی بالای مبدل‌های حرارتی به منظور بهبود کارایی قطعات الکترونیکی همچون پردازنده مرکزی می‌تواند تحت تاثیر عوامل متعددی از جمله نوع مبدل حرارتی، اندازه لوله/کانال، شرایط عملیاتی و سیال عامل باشد. بطور کلی راه‌های افزایش انتقال حرارت در مبدل‌ها به دو دسته‌ی فعال و غیرفعال تقسیم‌بندی می‌شوند که در بین این روش‌ها استفاده از مولدهای گردابه[۱] در میکرو/مینی کانال‌ها و لوله‌ها راهی موثر از دسته بندی روش‌های غیرفعال به شمار می‌آید. متخصصین متعددی تا به امروز با تحقیق بر روی شکل، اندازه، جایگاه و دیگر مولفه‌های مولدهای گردابه سعی داشته‌اند تا بهترین حالت را برای ماکزیمم انتقال حرارت در مبدل‌ها بیابند.

صباغان و همکاران [۱] در شبیه‌سازی عددی خود میکروکانال مستطیل شکل حاوی شش مولد گردابه طولی را مورد تحلیل قرار دادند و مشاهده نمودند، مولدهای گردابه با فراهم‌کردن زمان بیشتر برای جریان برای ازبین‌بردن گرمای تولیدشده، نقش مهمی در افزایش نرخ تبادل گرما دارند و بازده کلی کانال با مولد گردابه نسبت به کانال ساده ۱۴ درصد افزایش داشته‌است. ابراهیمی و همکاران [۲] در تحقیق خود بر روی میکروکانال بدون مولد گردابه و چهار میکروکانال همراه مولدهای گردابه با آرایش چیدمان مختلف دریافتند که وجود مولدهای گردابه علاوه بر اینکه عدد ناسلت میانگین را در اعداد رینولدز بین ۱۰۰ تا ۱۱۰۰، ۲ تا ۲۵ درصد افزایش داده و عملکرد انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد، سبب افزایش افت فشار

1 Vortex Generators

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: m.rahimi@gu.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

قابل توجهی نیز می‌گردد. ژانگ[1] و همکاران [۳] مولدهای گردابه‌ای طولی را برای افزایش انتقال حرارت در سینک حرارتی مورد مطالعه قراردادند. نتایج نشان داد که میکروشکاف مجهز به مولدهای گردابه‌ی بیشتر، دارای مقادیر بالاتر ضریب انتقال حرارت و افت فشار هستند. وانگ[2] و همکاران [۴] به بررسی اضافه‌کردن موانع وی[3] شکل در میکروکانال سینک حرارتی و پارامترهای هندسی مربوط به موانع پرداخته‌اند. نتایج عددی افزایش منطقه انتقال حرارت و متعاقباً افزایش عملکرد انتقال حرارت را نمایش داده‌اند. زو[4] و همکاران [۵] به بررسی پنج شکل مختلف مولد گردابه به صورت عددی پرداختند. آن‌ها مشاهده نمودند با درنظرگرفتن معیار ارزیابی عملکرد و ضریب عملکرد ترموهیدرولیکی، شکل نیم سیلندر بهترین حالت را داراست. نتایج لطفی و همکاران [۶] در شبیه‌سازی سه بعدی مبدل حرارتی با سه نوع جدید مولد گردابه نشان داد که با افزایش ارتفاع باله‌های موج‌دار و عدد رینولدز و کاهش نسبت بیضوی لوله، عملکرد انتقال حرارت مبدل حرارتی اس دبلیو اف ای تی[5] افزایش می‌یابد. صمدی فر و تغرایی [۷] به کمک حل عددی تاثیر شش مولد گردابه در کانال مثلثی را در بهبود انتقال حرارت مورد بحث قراردادند و دریافتند مولد گردابه مستطیلی نسبت به سایر مولدهای گردابه ۷ درصد انتقال حرارت را افزایش داده، بهترین زاویه برای نصب ۴۵ درجه است. ژانگ و همکاران [۸] در مطالعه ازمایشگاهی خود نشان دادند، با بکاربردن مانع درون مینی‌کانال و افزایش تعداد آن، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. نتایج بررسی دوبعدیِ سه مانعِ مستطیلی، مثلثی و ذوزنقه‌ای در میکروکانال به روش حجم محدود توسط بهنام پور و همکاران [۹] نشان داد که موانع مثلثی شکل بهترین مقادیر شاخص ارزیابی عملکرد و موانع مستطیلی، بیشترین تغییرات در خطوط جریان را دارا می‌باشند. حسینی‌راد و هرمزی [۱۰] به شبیه‌سازی عددی روی هندسه (متشکل از مربع، ذوزنقه، مثلث و سینوسی)، تعداد و جایگاه مینی موانع در میکروکانال پرداختند. بررسی انجام‌شده نشان داد، مانع مثلثی بیشترین افت فشار، مانع سینوسی بالاترین ضریب انتقال حرارت همرفتی و مانع ذوزنقه‌ای بالاترین مقاومت حرارتی را داراست. ال اسدی[6] و همکاران [۱۱] به بررسی تاثیر هندسه و سیال عامل در جریان ارام بر خصوصیات گرما و جریان پرداخته‌اند. در مطالعه بر روی مولدهای گردابه‌ی دایره‌ای، مثلثی و مستطیلی که با حجم ثابت و شار حرارتی یکنواخت با یکدیگر مقایسه شده‌اند، نتایج نشان داد که بهترین عملکرد حرارتی در بین اشکال را مولد گردابه دایره‌ای دارد. تحلیل انتقال حرارت و عملکرد کلی مینی‌کانال مستطیل شکل حاوی مولدهای گردابه (مستطیل و ذوزنقه‌ای شکل) با پنج حالت مختلف در زوایای حمله ارتفاع موانع متفاوت مورد مطالعه به صورت سه بعدی توسط رضازاده و همکاران [۱۲] قرارگرفته‌است. نتایج نشان داد افزایش ارتفاع موانع و عدد رینولدز سبب بهبود عملکرد انتقال حرارت شده ولی در مقابل مقاومت جریان را افزایش داده‌است و همچنین نمونه با موانع ذوزنقه‌ای، عملکرد کلی مینی‌کانال را نسبت به مدل ساده ۵۲/۷ درصد بهبود بخشیده‌است. تأثیر کسر حجمی نانوذرات و شکل مولدهای گردابه (مثلثی، مستطیلی و ذوزنقه‌ای) در محدوده اعداد رینولدز از ۲۰۰-۱۶۰۰ بر خصوصیات حرارتی و جریان نانوسیال ترکیبی در کانال توسط شیخزاده و همکاران [۱۳] مورد شبیه‌سازی عددی قرار گرفته‌است. نتایج حاکی از آن است که مولدهای مستطیلی باعث افزایش ضریب انتقال حرارت شده‌اند. از طرفی مولدهای گردابه مثلثی و ذوزنقه‌ای به دلیل افت فشار کمتر، در کسر حجمی یکسان، از شاخص ارزیابی عملکرد بالاتری برخوردارند. حسینی‌راد و همکاران [۱۴] شبیه‌سازی سه بعدی سیال در مینی‌کانالی که دارای مولدهای گردابه‌ی مستطیلی با ارتفاع غیر یکنواخت است، در اعداد رینولدز ۵۰ تا ۳۰۰ و شار ثابت ورودی از کف مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که، قراردادن مولدهای گردابه‌ای بلندتر در بالادست مینی‌کانال سبب افزایش عملکرد حرارتی و افت فشار می‌گردد. همچنین بهترین عملکرد حراراتی کلی در عدد رینولدز پایین مربوط به ارایش بلند به کوتاه مولدهای گردابه و در عدد رینولدز بالا مربوط به مدل یکنواخت است. وانگ و همکاران [۱۵] در شبیه‌سازی سه بعدی خود، عملکرد جریان آرام و عملکرد انتقال حرارت مینی‌کانال مستطیل که در آن موانع شیبدار دوتایی مجزا به عنوان مولد گردابه طولی به‌کاررفته‌است، مورد شبیه‌سازی عددی قرار دادند. نتایج بررسی بر روی تاثیرات عدد رینولدز، تعداد و ارتفاع موانع نشان داد که عملکرد انتقال حرارت با به‌کاربردن این نوع موانع و همچنین افزایش ارتفاع و تعداد موانع افزایش یافته اما در مقابل مقاومت جریان نیز بیافته است.

1 Zhang
2 Wang
3 V
4 Xu et
5 SWFET
6 Al-Asadi

استفاده از مولد گردابه در کنار افزایش عملکرد حرارتی همواره به عنوان مانعی در برابر جریان سیال سبب افزایش افت فشار و در نتیجه بالارفتن قدرت پمپاژ و هزینه می‌گردد. یکی از روش‌های پیشنهادی برای کاهش افت فشار ایجادشده توسط موانع و افزایش شاخص ارزیابی عملکرد به طور همزمان، ایجاد شکاف یا حفره بر روی موانع می‌باشد. مزایای ایجاد شکاف به سه صورت در موانع استوانه‌ای عرضی در مینی‌کانال توسط ال اسدی و همکاران [۱۶] مورد بررسی قرارگرفته‌است. نتایج شبیه‌سازی عددی در شرایط شار یکنواخت ورودی و در محدوده اعداد رینولدز ۳۰۰-۲۳۰۰ نشان داد که شاخص ارزیابی عملکرد حرارتی هیدرولیک با ایجاد شکاف در موانع افزایش یافته‌است. کامبوج[1] و همکاران [۱۷] در حل عددی خود به روش حجم محدود مشاهده کردند که وجود حفره بر روی جفت باله‌ها می‌تواند به واسطه کاهش مقاومت حرارتی، انتقال حرارت را بهبود ببخشد. هان[2] و همکاران [۱۸] در مطالعه خود با توجه به افت فشار ایجادشده توسط مولدهای گردابه، به مقایسه مولدهای گردابه‌ای سوراخدار و بدون سوراخ در کاهش افت فشار پرداختند. بزرگتربودن مقادیر شاخص ارزیابی عملکرد در مولدهای گردابه‌ای مستطیل شکل سوراخدار، نسبت به مولدهای گردابه‌ای مستطیل شکل بدون سوراخ را می‌توان از نتایج این مطالعه دریافت. ژو[3] و فنگ[4] [۱۹] به بررسی آزمایشگاهی مولدهای گردابه مستطیل، ذوزنقه و دلتا شکل به صورت صاف و منحنی که بدون سوراخ یا سوراخدار هستند، پرداختند. نتایج حاکی از انتقال حرارت بهتر و مقاومت در برابر جریان کمتر مولدهای گردابه منحنی شکل نسب به نوع صاف آن‌ها در هر دو جریان آرام و آشفته بود. همچنین مشاهده شد عملکرد حرارتی مولدهای گردابه سوراخ‌شده نسبت به مولدهای گردابه بدون سوراخ بهتر است. نتایج شبیه‌سازی سه بعدی بوخادیا[5] و همکاران [۲۰] حاکی از آن است که مولد گردابه سوراخ‌شده نسبت به مولد گردابه ساده در مبدل حرارتی انتقال حرارت را افزایش داده و در مولدهای گردابه با سوراخ‌های دایره‌ای، مستطیلی و مثلثی شکل به ترتیب افزایش ضریب انتقال حرارت گزارش شده‌است. ساهل[6] و همکاران [۲۱] جایگاه سوراخ‌ها روی موانع را در جریان آشفته به سه صورت مورد بررسی قرار داده‌اند که نتایج نشان می‌دهد، منافذ با نسبت ۰/۱۹۰ نسبت به محور انتقال حرارت را از ۲ درصد به ۶۵ درصد نسبت به حالت بدون سوراخ افزایش می‌دهد. در مطالعه انجام‌شده توسط عامر[7] و منی[8] [۲۲] سوراخ‌های دایره‌ای تعبیه‌شده بر روی مولدهای گردابه در یک مبدل حرارتی لوله به منظور کاهش افت فشار معرفی شده‌اند که نتایج نشان‌دهنده کاهش افت فشار ایجادشده توسط مول‌ها و افزایش ضریب عملکرد حرارتی در این نوع مبدل حرارتی نسبت به حالت بدون سوراخ است. همچنین در این بررسی عددی پارامترهای تعداد سوراخ‌ها، قطر سوراخ‌ها و اعداد رینولدز مورد بررسی قرار گرفته و بهترین حالت را ارائه نموده‌اند. عامر و همکاران [۲۳] به مقایسه ضریب انتقال حرارت، افت فشار و ضریب عملکرد حرارتی دو نوع مانع که به صورت دایره‌ای و بیضوی سوراخ شده با کانال ساده پرداخته‌اند. ضریب عملکرد حرارتی کلی برای سوراخ‌های دایره‌ای و بیضوی به ترتیب در حدود ۱/۵۵ و ۱/۷۴ نسبت به کانال ساده محاسبه‌شده‌است. لو[9] و ژو[10] [۲۴] نیز در بررسی عددی و سه بعدی خود بر روی شش شکل مولد گردابه دریافتند شاخص عملکرد کلی مولد گردابه سوراخدار نسبت به مولد گردابه بدون سوراخ افزایش یافته‌است. آن‌ها در نتایج خود اشاره نموده‌اند که برای دستیابی به عملکرد بهتر مساحت حفره باید نسبت مطلوبی با مساحت مولد گردابه داشته‌باشد که در شرایط حاکم بر مسئله آن‌ها ۰/۰۶ نسبت مطلوبی ذکر شده‌است.

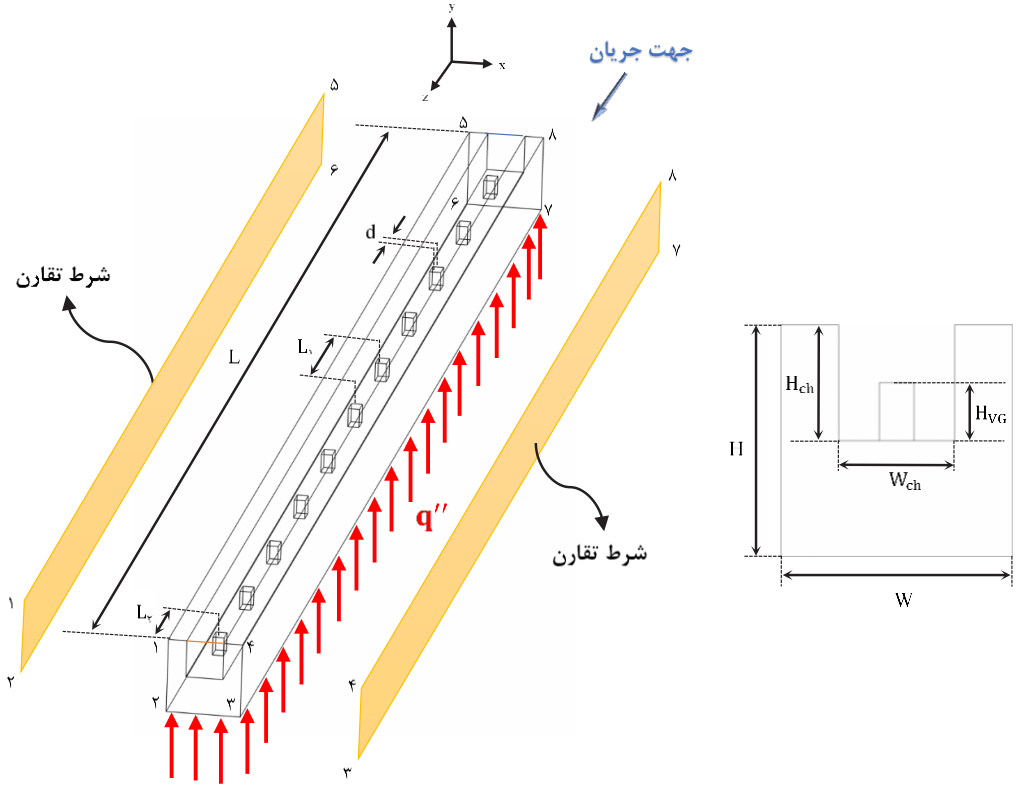
با مروری بر کارهای انجام‌گرفته می‌توان دریافت که مطالعات محدودی در زمینه بررسی حفره بر روی مولد گردابه در مینی‌کانال‌ها به منظور خنک‌کاری وسایل الکترونیکی صورت گرفته‌است. در مطالعه حاضر برای رسیدن به انتقال حرارت بهتر، کاهش افت فشار در کانال حاوی مولد گردابه و در حالت کلی رسیدن به بهترین مقدار معیار ارزیابی عملکرد، از مولدهای گردابه مستطیل شکل حاوی حفره‌هایی با اندازه‌های مختلف استفاده شده و به بررسی پارامترهای انتقال حرارتی و هیدرولیکی در این مینی‌کانال پرداخته‌شده‌است.

۲- شرح مسئله

در این مطالعه، مطابق شکل ۱، به شبیه‌سازی عددی مینی‌کانال با پایه و سطح مقطع مربعی حاوی یازده عدد مولد گردابه با فواصل برابر،

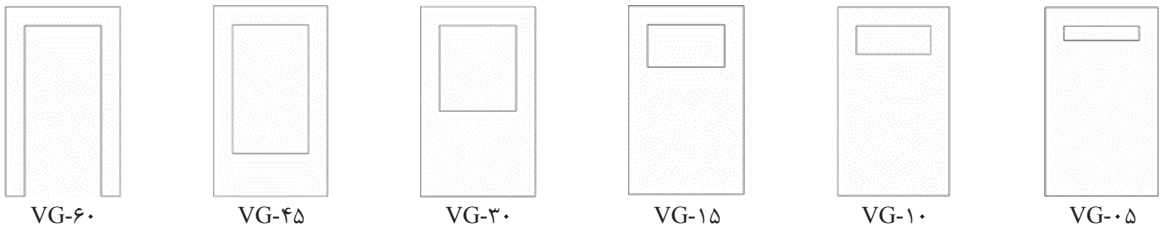
1 Kamboj
2 Han
3 Zhou
4 Feng
5 Boukhadia
6 Sahel
7 Ameur
8 Menni
9 Lu
10 Zhou

پرداخته‌شده‌است. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود، دامنه محاسباتی به صورت $L\times H\times W$=۵۰×۲×۲ mm^3، سطح مقطع ورودی مینی‌کانال $H_{ch}\times W_{ch}$=۱×۱ mm^2 و طول مینی‌کانال نیز L=۵۰ mm است. همچنین در این شکل می‌توان مشاهده نمود، مولدهای گردابه با ارتفاع، ضخامت و حجم‌های یکسان ($H_{vg}=H_{ch}$/۲)، (d=۰/۵ mm) و (V=۰/۰۷۵ mm^3) دارای فاصله‌ی L_1=۴ mm از یکدیگر و L_2=۲/۲۵ mm از ورودی و خروجی می‌باشند. حفره‌های مورد بررسی این پژوهش در شش حالت با حجمی برابر ۵ تا ۶۰ درصد حجم مولدهای گردابه طراحی شده‌اند، که در شکل ۲ درصدهای مختلف حفره‌های مولد گردابه‌ی مستطیلی شکل به نمایش درآمده‌است. نام‌گذاری به این صورت انجام شده‌است که برای مثال در مینی‌کانال حاوی مولدهای گردابه‌ی نمونه VG-۰۵، حروف VG برگرفته از کلمه مولد گردابه و ۰۵ نشان‌دهنده حجم حفره‌ای به اندازه ۵ درصد حجم مولد گردابه است. شایان ذکر است، مولدهای گردابه بدون حفره نیز به صورت VG-۰ و پنج نام‌گذاری دیگر نیز به همین صورت انجام گرفته‌است. یک مینی‌کانال ساده بدون مولد گردابه (Ch-b) نیز به عنوان نمونه پایه برای مقایسه در نظر گرفته شده، سیال مورد



شکل ۱. نمای سه بعدی مینی‌کانال

Fig. 1 .3D view Schematic of minichannel



شکل ۲. نام گذاری مولدهای گردابه با اندازه حفره های متفاوت

Fig. 2. Names of vortex generators with different size of hole

بررسی آب بوده و مینی‌کانال از جنس آلومینیوم است.

۳- روش حل

۳-۱- معادلات حاکم

با توجه به اینکه جریان سیال آرام، پایا، تراکم ناپذیر، کلیه سطوح کانال بدون لغزش و از نیروهای گرانشی و دیگر نیروهای حجمی صرف نظر شده و خواص آب و آلومینیم ثابت می‌باشد، خصوصیات حرارتی و جریان مورد تحلیل قرارگرفته‌است.

معادلات حاکم بر مسئله با درنظرگرفتن فرضیات بالا به شرح زیر است [۲۵]:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \qquad (۱)$$

معادله بقای مومنتم:

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho_f}\frac{\partial P}{\partial x}+\frac{\mu_f}{\rho_f}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \qquad (۲)$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho_f}\frac{\partial P}{\partial y}+\frac{\mu_f}{\rho_f}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \qquad (۳)$$

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho_f}\frac{\partial P}{\partial z}+\frac{\mu_f}{\rho_f}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \qquad (۴)$$

معادله بقای انرژی برای سیال و قسمت جامد:

$$u\frac{\partial T_f}{\partial x}+v\frac{\partial T_f}{\partial y}+w\frac{\partial T_f}{\partial z}=\frac{\kappa_f}{\rho_f C_{p,f}}\left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2}\right) \qquad (۵)$$

جدول ۱. نتایج ازمایش استقلال از شبکه برای نمونه VG-۳۰ در عدد رینولدز ۶۰۰

Table 1. Results of grid independent for VG-30 in Re=600

تعداد شبکه	عدد ناسلت	انحراف(٪)
۱۰۵۶۵۳۲	۲۸/۳۵۱۴۳	-
۲۱۵۴۱۸۴	۲۷/۴۴۰۳۶	۳/۲۱۳۴۹۳
۲۹۳۸۰۱۶	۲۶/۷۴۳۱۵	۲/۵۴۰۸۱
۴۲۷۰۸۳۴	۲۶/۰۴۷۷۶	۲/۶۰۰۲۶۳
۵۱۰۶۹۰۸	۲۵/۹۹۷۲	۰/۱۹۴۰۹۹
۶۳۱۷۱۵۳	۲۵/۹۶۹۴۶	۰/۱۰۶۶۹۹

$$\kappa_s\left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2}\right)=0 \qquad (۶)$$

ρ،μ ، c_p و κ در معادلات بالا به ترتیب نشان‌دهنده چگالی، ویسکوزیته، گرمای ویژه و ضریب هدایت حرارتی و همچنین v، P و T نشانگر سرعت، فشار و دما هستند.

۳-۲- شرایط مرزی

برای خنک‌کاری پردازنده مرکزی با تولید حرارت ۱۲۷ کیلو وات بر متر مربع، مینی‌کانال با سیال ورودی آب مایع دارای دمای ثابت ۳۰۰ کلوین و پنج سرعت یکنواخت در محدوده اعداد رینولدز ۲۰۰ تا ۱۰۰۰، استفاده شده‌است. بر روی دو دیواره جانبی پایه مینی‌کانال که در شکل ۱ مشخص شده، شرط تقارن و بر دیواره بالایی مینی‌کانال شرط آدیاباتیک برقرار است.

۳-۳- استقلال از شبکه

در این بخش به منظور بدست‌آوردن بهترین و بهینه‌ترین جواب، استقلال از شبکه برای مینی‌کانال حاوی موانع مستطیلی با حفره‌های ۳۰ درصد و عدد رینولدز ۶۰۰ بررسی شده‌است. شبکه به صورت مثلثی در شش حالت با تعداد شبکه بین ۱۰۵۶۵۳۲ تا ۶۳۱۷۱۵۳ طبق جدول ۱ بر روی نمونه بررسی شده‌است. مشاهده می‌گردد که از نمونه چهارم به بعد ریزترکردن شبکه‌بندی تاثیر قابل توجهی بر عدد ناسلت میانگین ندارد؛ بنابراین برای دست‌یافتن به صحیح‌ترین جواب و صرفه‌جویی در زمان محاسبه، نمونه چهارم با ۴۲۷۰۸۳۴ شبکه برای این مینی‌کانال انتخاب گردیده‌است.

۳-۴- روش حل عددی

معادلات حاکم بر مسئله به وسیله‌ی نرم افزار انسیس فلوئنت[1] به روش حجم محدود حل گردیده و همچنین الگوریتم سیمپل[2] برای کوپل فشار-سرعت استفاده شده‌است. الگوریتم بالادست مرتبه دوم[3] نیز برای گسسته‌سازی معادلات مومنتم و انرژی اعمال شده‌است. باقی‌مانده یا همان همگرایی معادلات پیوستگی و مومنتم بر روی 10^{-5} و انرژی روی 10^{-6} تنظیم شده‌است.

۳-۵- محاسبات عددی

به منظور ارائه نتایج شبیه‌سازی، مولفه‌های زیر تعریف شده‌است.

عدد رینولدز برای بدست‌آوردن سرعت ورودی به صورت زیر تعریف می‌گردد [۲۶]:

$$Re = \frac{\rho_f u_{in} D_h}{\mu_f} \tag{۷}$$

u_{in} سرعت ورودی و D_h قطر هیدرولیکی است. ضریب انتقال حرارت جابجایی به شرح محاسبه گردیده‌است [۲۷]:

$$h = \frac{q_{eff}}{T_w - T_B} \tag{۸}$$

که در تعریف بالا q_{eff} مقدار شار عبوری بین پایه جامد و سیال آب و T_w و T_B به ترتیب دمای دیواره و دمای میانگین سیال (دمای بالک[4]) است.

عدد ناسلت به صورت [۲۸]:

$$Nu = \frac{hD_h}{\kappa_f} \tag{۹}$$

می‌باشد. مقاومت حرارتی به صورت تعریف زیر نشان داده‌شده‌است [۲۹]:

$$R = \frac{T_{\max} - T_{in}}{Q} \tag{۱۰}$$

که در فرمول بالا T_{max} ماکزیمم دمای پایه و Q گرمای تولیدشده کلی می‌باشد. همچنین برای محاسبه ضریب اصطکاک افت فشار به صورت اختلاف فشار ورودی و خروجی تعریف شده‌است [۳۰]:

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \tag{۱۱}$$

محاسبه ضریب اصطکاک با فرمول زیر صورت گرفته‌است [۳۱]:

$$f = \frac{2D_h \Delta P}{\rho_f L u_{in}^2} \tag{۱۲}$$

که L طول نمونه شبیه‌سازی‌شده می‌باشد. مؤلفه زیر نیز به عنوان ضریب ارزیابی عملکرد ارائه گردیده‌است [۳۲]:

$$PEC = \frac{\left(Nu/Nu_b\right)}{\left(f/f_b\right)^{1/3}} \tag{۱۳}$$

Nu_b و f_b عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در مینی‌کانال ساده بدون مولد گردابه هستند.

۴- نتایج و بحث

۴-۱- اعتبارسنجی

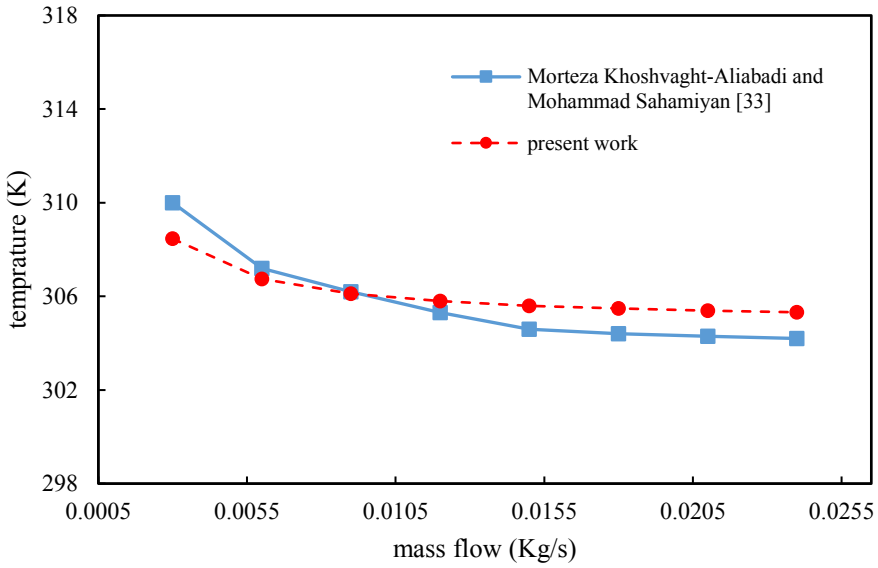
به منظور اعتبارسنجی داده‌های بدست‌آمده در تحقیق حاضر، مطالعه ازمایشگاهی خوشوقت علی‌آبادی[5] و سهامیان[6] [۳۳] استفاده شده‌است. آن‌ها تاثیر مؤلفه‌های هندسی، سرعت جریان و کسر حجمی نانوذرات را در مینی‌کانال سینک حرارتی با سیال آب و نانوذرات آلومینا به منظور تجهیزات کم حجمتر و کارآمدتر مورد بررسی قرار داده‌اند. شکل ۳ نمودار مقایسه دمای پایه‌ی مینی‌کانال صاف با سیال پایه آب و شار ثابت ۲۵ کیلو وات بر متر مربع با حل عددی حاضر را نشان می‌دهد که از مطابقت خوبی برخوردار است.

۴-۲- تحلیل نتایج

در شکل ۴ کانتور دمای نمونه‌های مختلف در عدد رینولدز ۶۰۰ نمایش داده‌شده‌است. در این شکل با مقایسه مینی‌کانال ساده و مولدهای گردابه ساده (شکل ۴- الف و ب) به طور واضح مشاهده می‌شود که موانع سبب انتقال حرارت بهتر از قسمت جامد به سیال و همچنین خنک‌کاری بهتر قسمت پایه شده‌اند. با توجه به شکل

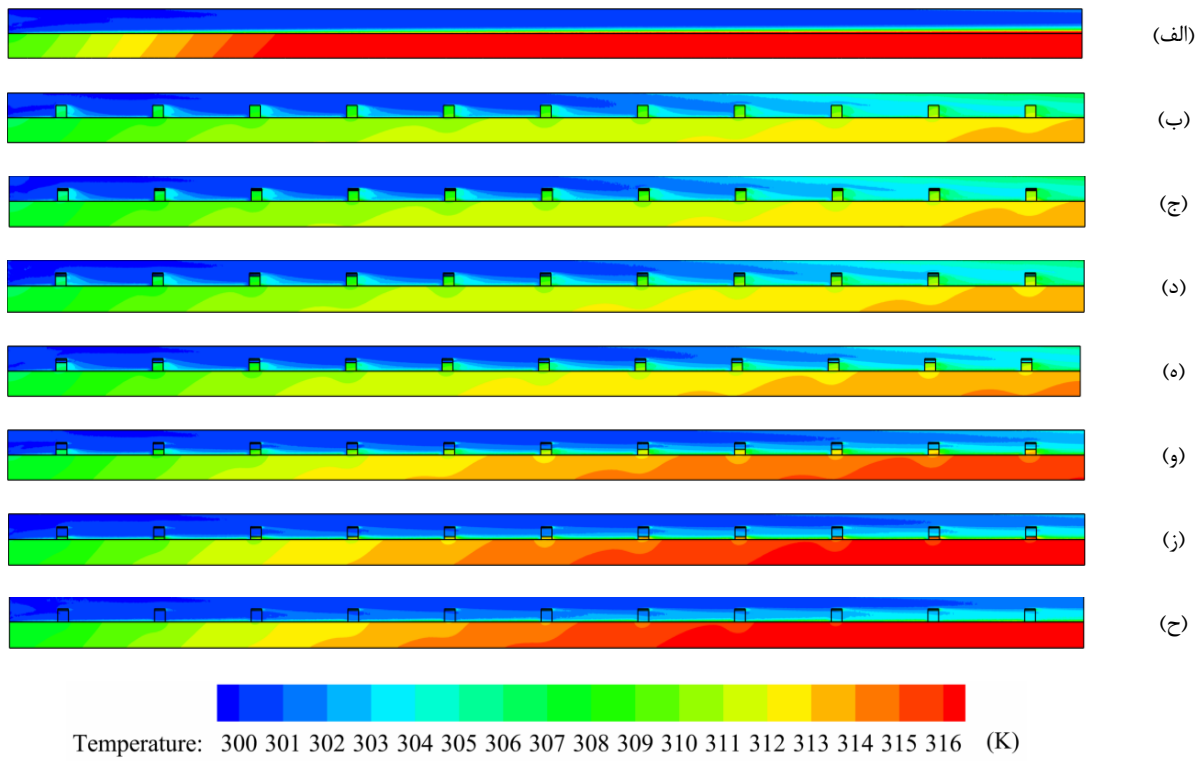
1 ANSYS FLUENT
2 SIMPLE
3 Second Order Upwind
4 Bulk Temprature
5 Khoshvaght-Aliabadi
6 Sahamiyan

۵ می‌توان علت این امر را مشاهده کرد؛ هنگامی که سیال به مانع می‌رسد با کاهش ناگهانی سطح مقطع عبوری، متحمل افزایش فشار موضعی در ناحیه‌ی جلوی مولد گردابه شده و هنگام عبور از سطح مقطع کوچک شده بین مانع و مینی‌کانال، سرعت سیال افزایش و در این ناحیه لایه مرزی حرارتی کاهش یافته‌است. سیال با عبور از مانع با افزایش سطح مقطع مواجه شده که سبب ایجاد ناحیه فشار پایین در پشت مولد گردابه شده و اختلاف فشار بین ناحیه جلو و پشت مولد گردابه موجب به‌وجودآمدن جریان چرخشی در پشت مانع و



شکل ۳. نمودار اعتبارسنجی حل حاضر با مطالعه خوشوقت علی آبادی و سهامیان [۳۳]

Fig. 3. Validation diagram of the present investigation with Khoshvaght Aliabadi and Sahamiyan [۳۳] study

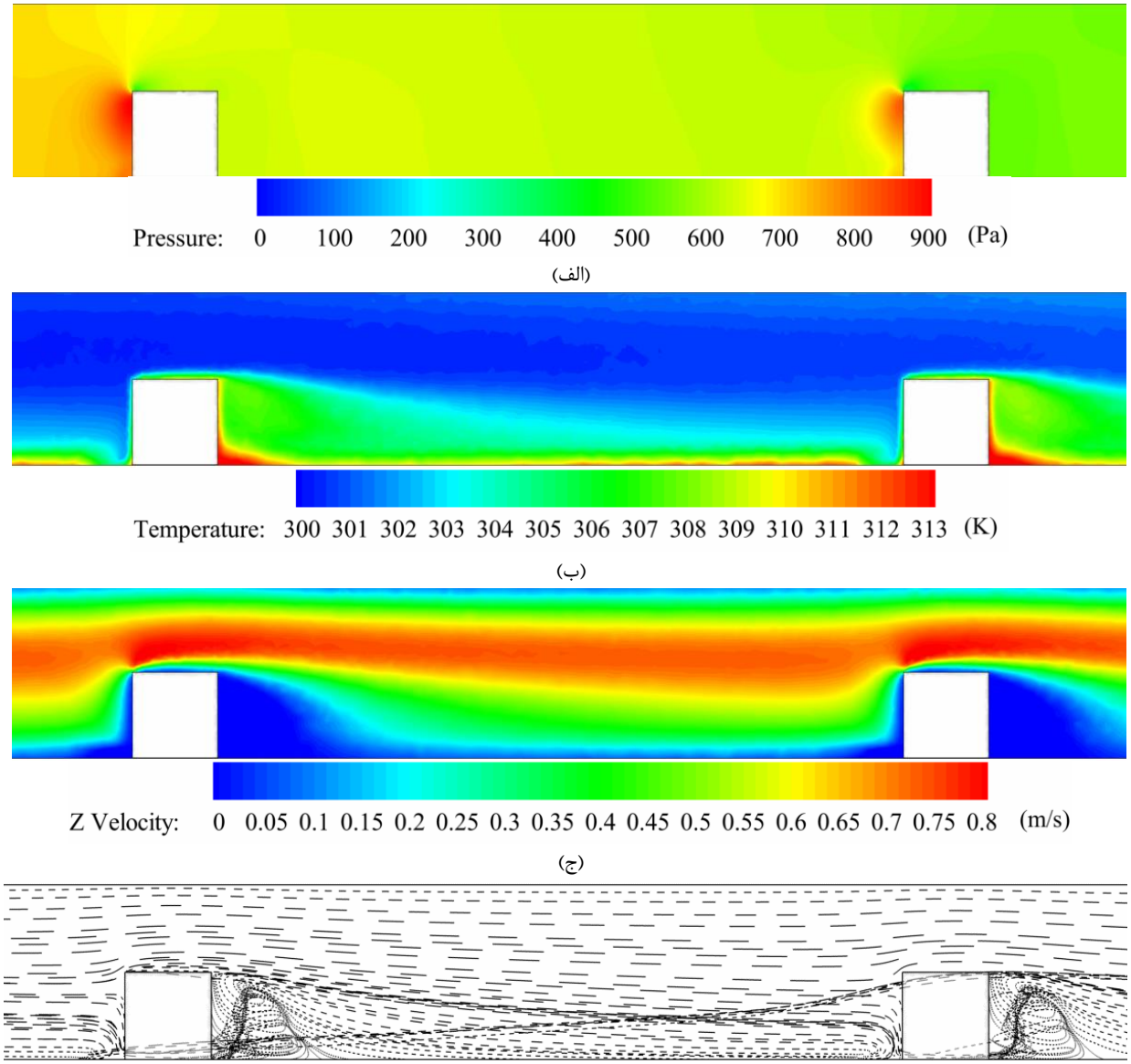


شکل ۴. کانتور دما در عدد رینولدز ۶۰۰ و نمونه‌های الف) Ch-b ب) VG-۰ ج) VG-۰۵ د) VG-۱۰ ه) VG-۱۵ و) VG-۳۰ ز) VG-۴۵ ح) VG-۶۰

Fig. 4. Temperature contour for a) Ch-b, b) VG-0, c) VG-05, d) VG-10, e) VG-15, f) VG-30, g) VG-45 and h) VG-60 in Re=600

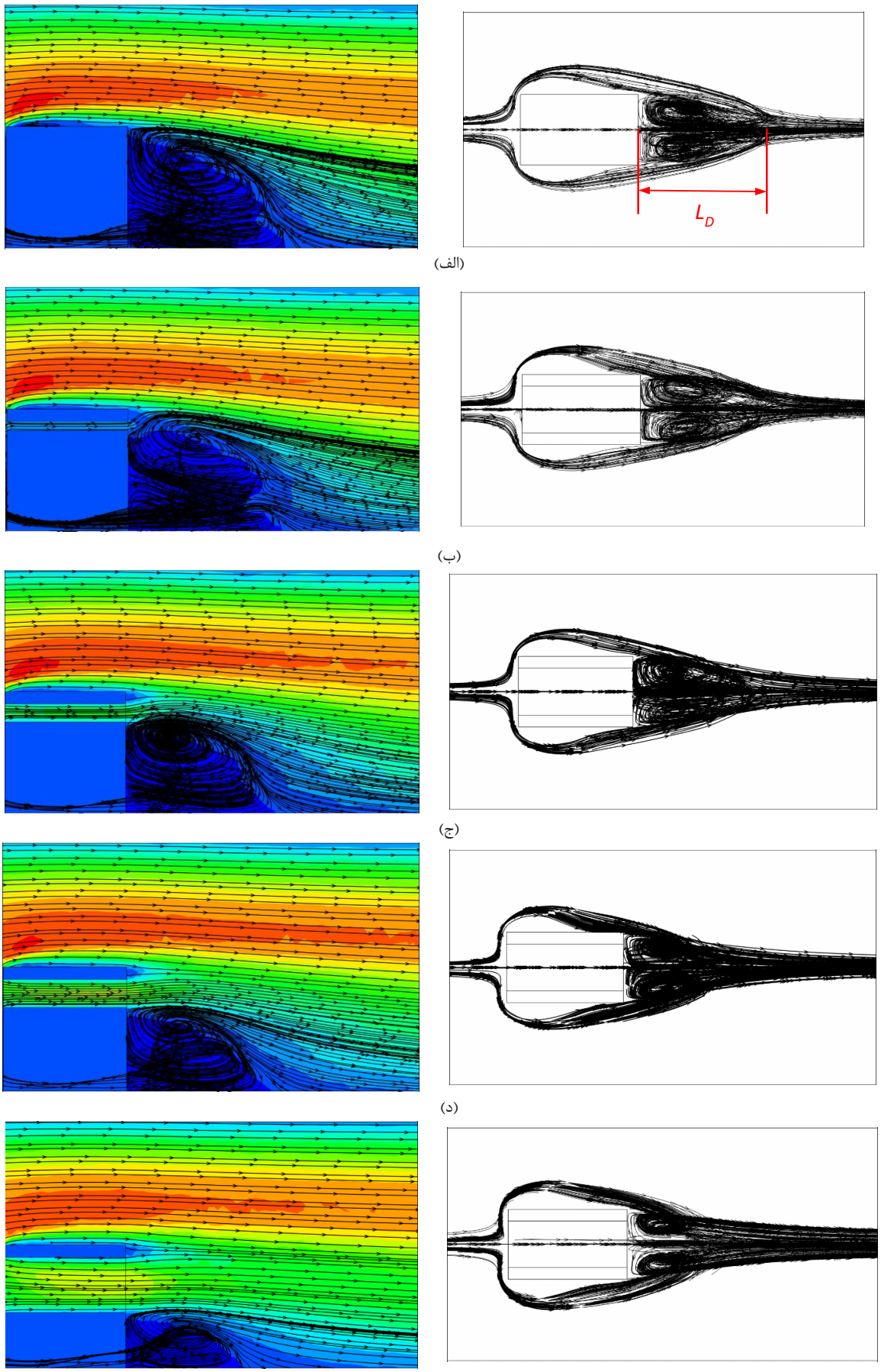
کاهش سرعت قابل توجه در این ناحیه شده‌است. از طرفی جریان ثانویه تولیدشده در این بخش سبب اختلاط سیال، کاهش لایه مرزی حرارتی و افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. در ادامه‌ی بحث شکل ۳، می‌توان مشاهده نمود که با افزایش اندازه حفره یا به طور دقیقتر کاهش حجم مولدهای گردابه، انتقال حرارت بین سطح و سیال کاهش یافته و دمای پایه مینی‌کانال به طور پیوسته افزایش می‌یابد.

شکل ۶ خطوط جریان در نمونه‌های حاوی مولد گردابه در رینولدز ۶۰۰ را نمایش می‌دهد. همانطور که در شکل مشاهده می‌گردد، هنگامی که سیال از سطح مولد گردابه جدا می‌شود یک منطقه با جریان چرخشی و سرعت پایین در پشت مولدهای گردابه ایجاد می‌گردد که این منطقه مسبب اصلی درگ و همچنین انتقال حرارت محلی پایین است. ایجاد حفره در مولد گردابه سبب جریان جت، افزایش انرژی جنبشی و طبق شکل ۶ موجب کوچکترشدن گردابه در پشت مولد گردابه می‌گردد که با توجه به جدول ۲، L_D (در شکل ۶-الف مشخص شده) با ایجاد حفره‌ای به اندازه پنج درصد حجم مولد گردابه، ۷/۸ درصد کاهش یافته‌است. اما با افزایش درصد حفره نیز می‌توان مشاهده کرد که کوچک‌شدن گردابه، به طور کل ازبین‌رفتن این جریان چرخشی که موجب اختلاط جریان در سیال



شکل ۵. کانتورهای الف) فشار، ب) دما و ج) سرعت و د) خطوط جریان در عدد رینولدز ۴۰۰ و نمونه‌ی VG-۵۰

Fig. 5. a) Pressure, b) Temprature, c) Velocity contours and d) Streamline for VG-05 in Re=400



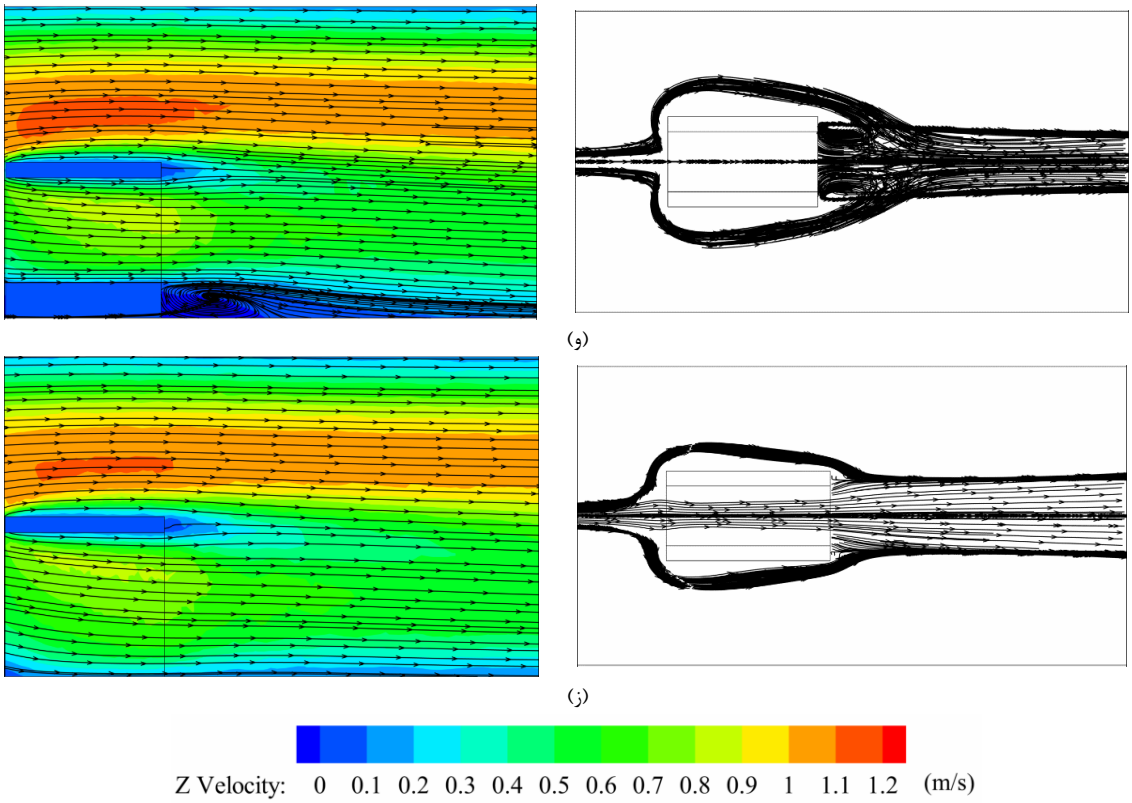
(الف)

(ب)

(ج)

(د)

(ه)



شکل ۶. خطوط جریان برای نمونه‌های الف)۰ -VG ب)۰۵- VG ج)۱۰- VG د)۱۵- VG ه)۳۰- VG و)۴۵- VG ز)۶۰- VG در عدد رینولدز ۶۰۰

Fig. 6. **Streamline for** a) VG-0, b) VG-5, c) VG-10, d) VG-15, e) VG-30, f) VG-45 and g) VG-60 in Re=600

است و همچنین ثبات لایه مرزی حرارتی، سبب کاهش انتقال حرارت (شکل ۴) می‌شود و امری نامطلوب برای خنک‌کاری به شمار می‌آید. در جدول ۲ روند کاهش L_D با افزایش اندازه حفره قابل مشاهده است که با اندازه حفره ۶۰ درصد حجم مولد گردابه به صفر رسیده و گردابه‌ای در ناحیه پشت مانع وجود ندارد.

شکل ۷ مقاومت حرارتی نمونه‌های حاوی مولد گردابه را بر حسب عدد رینولدز را نمایش داده‌است. در اعداد رینولدز کمتر مقاومت حرارتی به شدت افزایش یافته و زیرا مقاومت حرارتی جابجایی در مقاومت حرارتی کل کاهش یافته و سهم مقاومت حرارتی رسانایی افزایش یافته که به طور کل با افزایش سرعت ورودی مقاومت حرارتی کل کاهش می‌یابد، به طوری که در عدد رینولدز ۲۰۰ افزایش ۷۳/۱ درصدی مقاومت حرارتی نسبت به عدد رینولدز ۱۰۰۰ مشاهده می‌شود. همچنین کوچکتربودن اندازه حفره بر روی مولدهای گردابه سبب شکل‌گیری گردابه‌های بزرگتر در پشت موانع، ازبین‌رفتن لایه مرزی حرارتی، انتقال حرارت بهتر در سیال و در نهایت کاهش مقاومت حرارتی شده‌است.

جدول ۲. طول گردابه در پشت مولدهای گردابه برای نمونه‌ها در رینولدز ۶۰۰

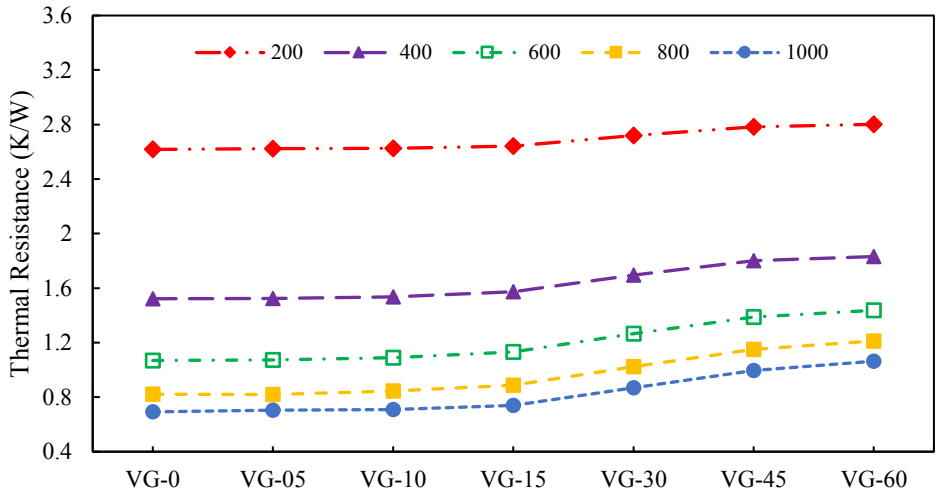
Table ۲. Vortex length in the back of vortex generator for all cases at Re=600

نمونه	L_D (m)
VG -۰	۶/۴×۱۰ $^{-۴}$
VG -۰۵	۵/۹×۱۰ $^{-۴}$
VG -۱۰	۵/۴×۱۰ $^{-۴}$
VG -۱۵	۵/۱×۱۰ $^{-۴}$
VG -۳۰	۵/۳×۱۰ $^{-۴}$
VG -۴۵	۳/۵×۱۰ $^{-۴}$
VG -۶۰	۰

شکل ۸ نمودار تغییرات فشار بر حسب عدد رینولدز برای مینی‌کانال‌های بدون مولد گردابه و حاوی مولد گردابه با درصدهای مختلف نشان می‌دهد. در ابتدا می‌توان افزایش قابل توجه افت فشار را در مینی‌کانال‌های حاوی مولد گردابه نسبت به مینی کانل ساده مشاهده نمود که با افزایش عدد رینولدز اختلاف این مقدارها نیز

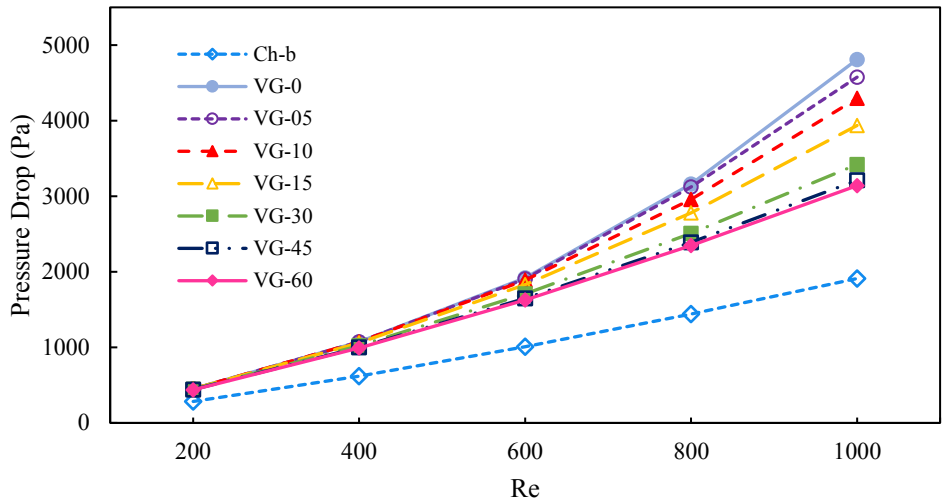
بیشتر می‌گردد. برای نمونه اختلاف فشار مینی‌کانال بدون مولد گردابه نسبت به مینی‌کانال حاوی مولد گردابه ساده (VG-۰) در مینیمم عدد رینولدز (۲۰۰)،۳۷ درصد و در ماکزیمم عدد رینولدز (۱۰۰۰)، ۶۰ درصد است. از طرفی در شکل مشهود است با افزایش عدد رینولدز، افت فشار نیز افزایش می‌یابد. بدین علت که در اعداد رینولدز پایین به سبب سرعت کم سیال توانایی بیشتری در هماهنگی با تغییر سطح مقطع کانال دارد و گردابه‌های ایجادشده در پشت مولدهای گردابه و اختلاف فشار دو طرف مولد گردابه کوچکتر در نتیجه افت فشار کمتر است. در طرف مقابل با افزایش عدد رینولدز به علت سرعت بالای سیال گردابه‌های بزرگتری تشکیل شده و افت فشار نیز متعاقبا افزایش می‌یابد. همچنین در شکل مشاهده می‌گردد که با افزایش درصد حفره افت فشار کاهش پیدا کرده‌است. زیرا با افزایش مساحت حفره، سیال با موانعی با مساحت کمتر مواجه شده، پس افت فشار در جلوی موانع و اندازه گردابه به‌وجودآمده و در نتیجه افت فشار کلی مینی‌کانال کاهش یافته‌است. در ماکسیمم عدد رینولدز می‌توان شاهد افزایش افت فشار ۶۰/۳ درصدی با اضافه کردن موانع و کاهش ۳۴/۷ درصدی افت فشار در به‌کارگیری مولدهای گردابه VG-۶۰ نسبت به مولدهای گردابه VG-۰ در مینی‌کانال بود.

تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب اعداد رینولدز مختلف را برای نمونه‌های حاوی مولد گردابه در شکل ۹ نشان داده‌شده‌است. می‌توان



شکل ۷. نمودار مقاومت حرارتی برای نمونه‌های حاوی مولد گردابه در اعداد رینولدز مختلف

Fig. 7. Thermal resistance for cases with vortex generator in different Reynolds number



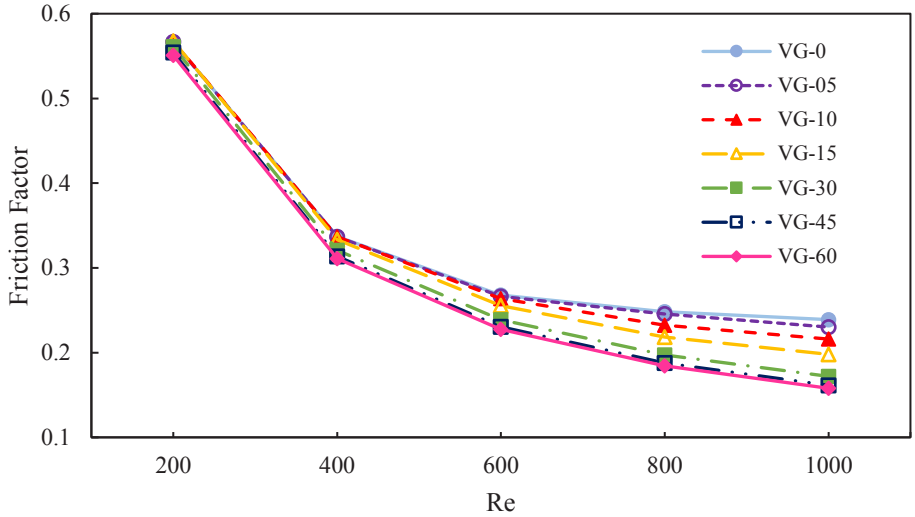
شکل ۸. نمودار افت فشار برای تمام نمونه‌ها بر حسب عدد رینولدز

Fig. 8. Pressure drop for all cases in different Reynolds number

مشاهده نمود که ضریب اصطکاک در تمامی نمونه‌ها با افزایش عدد رینولدز، روند کاهش دارد که به دلیل افزایش سرعت و سطح تماس کمتر سیال با سطح می‌باشد. همچنین از این نمودار می‌توان دریافت که با افزایش درصد حفره روندی مشابه افت فشار رخ داده و ضریب اصطکاک کاهش یافته‌است، که این امر به دلیل مواجه‌شدن سیال با بیشترین سطح مانع در نمونه VG-۰ بوده و با افزایش مساحت حفره، به سبب عبور سیال از داخل حفره و کاهش مقاومت سیال نسبت به مولد گردابه بدون حفره است.

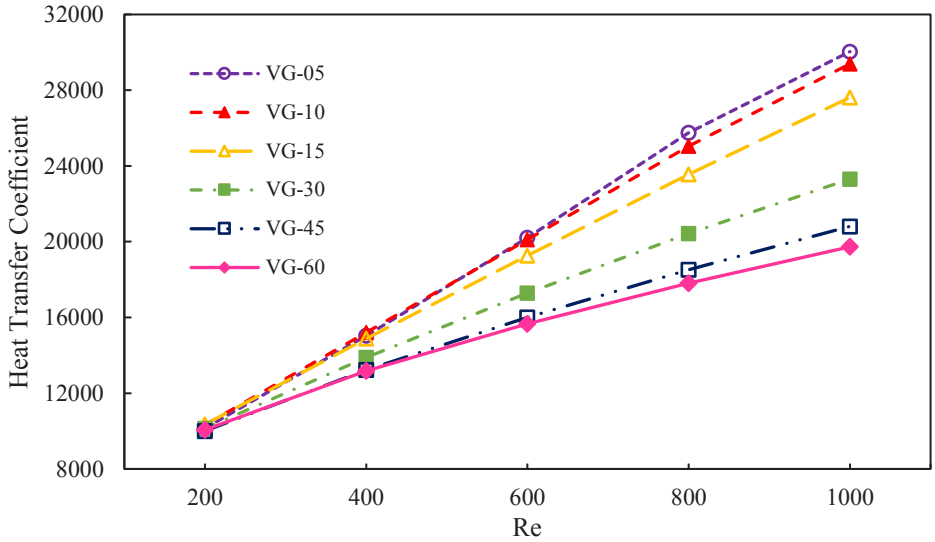
در شکل ۱۰ که نمودار ضریب انتقال حرارت برای نمونه‌های دارای مولد گردابه با درصدهای حفره و اعداد رینولدز مختلف نشان داده‌شده‌است. می‌توان مشاهده کرد که ضریب انتقال حرارت با افزایش عدد رینولدز به دلیل گردابه‌های قویتر به‌وجودآمده افزایش یافته و با افزایش درصد حفره به سبب کاهش و در نهایت ازبین‌رفتن جریان چرخشی بین مولدهای گردابه سبب کاهش ضریب انتقال حرارت در مینی‌کانال‌ها گردیده‌است. با افزایش اندازه حفره، ضریب انتقال حرارت از ۷ تا ۳۴ درصد بین رینولدز ۲۰۰ تا ۱۰۰۰ کاهش یافته‌است.

شکل ۱۱ نمودار تغییرات عدد ناسلت برای نمونه‌های حاوی مولد



شکل ۹. نمودار ضریب اصطکاک نمونه‌های حاوی مولد گردابه بر حسب عدد رینولدز

Fig. 9. Friction factor for cases with vortex generator in different Reynolds number

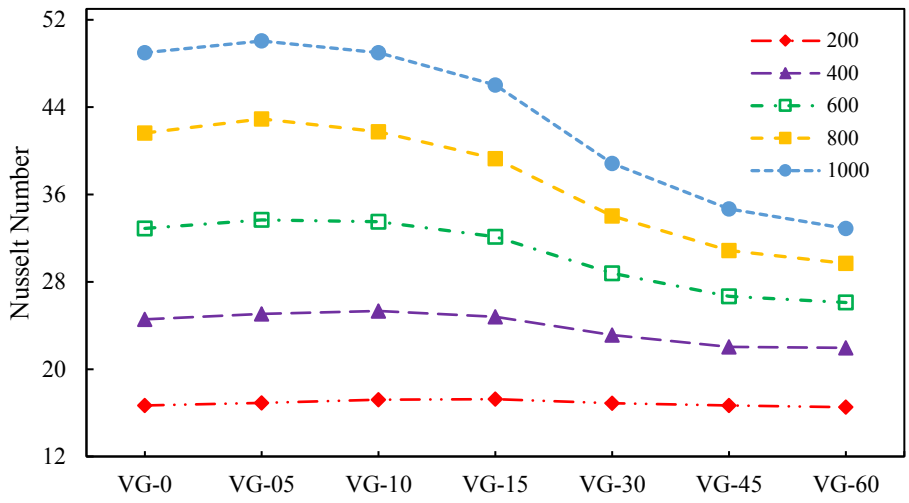


شکل ۱۰. نمودار ضریب انتقال حرارت بر حسب عدد رینولدز در نمونه‌های حاوی مولد گردابه

Fig. 10. Heat transfer coefficient for cases with vortex generator in different Reynolds number

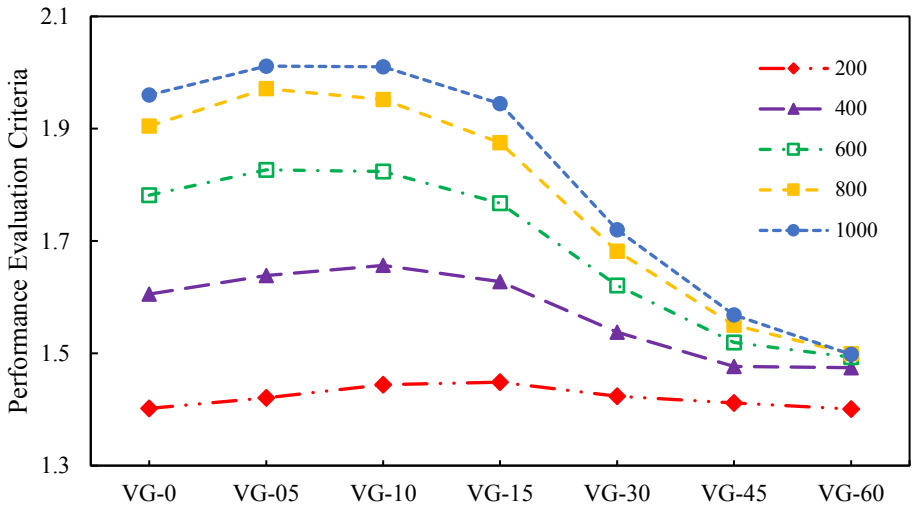
گردابه در اعداد رینولدز مختلف را نمایش می‌دهد. طبق فرمول ۹ عدد ناسلت با ضریب انتقال حرارت رابطه خطی داشته و طبق شکل ۱۰ که ضریب انتقال حرارت با افزایش عدد رینولدز افزایش یافته، روند صعودی عدد ناسلت در شکل ۱۱ بر حسب عدد رینولدز واضح است و می‌توان افزایش ۴۹/۷ تا ۶۶/۲ درصدی عدد ناسلت را از عدد رینولدز ۲۰۰ به ۱۰۰۰ مشاهده نمود. در این نمودار مشاهده می‌شود که با ایجاد حفره بر روی مولدهای گردابه ابتدا عدد ناسلت افزایش یافته و سپس روند نزولی را طی می‌نماید زیرا با ایجاد حفره در مولد گردابه جریان به صورت جت باعث کاهش ناحیه راکد شده و انتقال حرارت را افزایش دهد؛ ولی از طرفی افزایش مساحت حفره سبب کاهش استحکام گردابه‌ها و کاهش انتقال حرارت می‌گردد که با ادامه افزایش سطح حفره عامل دوم بر عامل اول غلبه نموده و عدد ناسلت کاهش یافته‌است. قابل ذکر است که عدد ناسلت در عدد رینولدز ۱۰۰۰ با افزایش اندازه حفره از نمونه VG-۰۵ به نمونه VG-۶۰ که به ترتیب دارای ماکزیمم و مینیمم مقدار عدد ناسلت می‌باشند، متحمل کاهش ۳۴/۳ درصدی شده‌است.

نمودار معیار ارزیابی عملکرد برای نمونه‌های حاوی مولد گردابه در اعداد رینولدز مختلف در شکل ۱۲ به نمایش درآمده‌است. به طور واضح در این شکل می‌توان تغییرات شدید معیار ارزیابی عملکرد در بیشترین و کمترین درصد حفره را با افزایش عدد رینولدز مشاهده



شکل ۱۱. نمودار عدد ناسلت میانگین برای نمونه‌های حاوی مولد گردابه در اعداد رینولدز مختلف

Fig. 11. Nusselt number for cases with vortex generator in different Reynolds number



شکل ۱۲. نمودار معیار ارزیابی عملکرد مینی‌کانال‌های حاوی مولد گردابه در اعداد رینولدز مختلف

Fig. 12. Performance Evaluation Criteria for cases with vortex generator in different Reynolds number

کرد که در عدد رینولدز ۱۰۰۰ این تغییرات بین نمونه VG-۰۵ و VG-۶۰ به عنوان ماکزیمم و مینیمم مقدار معیار ارزیابی عملکرد به ۲۵/۵ درصد رسیده‌است. دیگر نکته‌ی قابل توجه در این نمودار، یافتن بهترین معیار ارزیابی عملکرد در درصدهای کوچکتر حفره در طی افزایش عدد رینولدز می‌باشد. برای مثال در عدد رینولدز ۲۰۰ ماکزیمم معیار ارزیابی عملکرد در ۱۵ درصد و در عدد رینولدز ۱۰۰۰ در ۵ درصد اتفاق افتاده که نشان‌دهنده‌ی غلبه افزایش ضریب انتقال حرارت بر افزایش افت فشار است.

۵- نتیجه‌گیری

در شبیه‌سازی عددی و سه بعدی حاضر بر روی جریان آرام داخل مینی‌کانال تاثیر وجود حفره بر مولدهای گردابه و افزایش اندازه این حفره‌ها بر مولفه‌های انتقال حرارت، ضریب اصطکاک، افت فشار و در نهایت معیار ارزیابی عملکرد پرداخته شده و برای مقایسه نمونه پایه مینی‌کانال بدون مولد گردابه استفاده گردیده‌است.

نکات قابل توجه مطالعه حاضر به شرح زیر خلاصه می‌شود:

• افزودن مولد گردابه در مینی‌کانال سبب افزایش افت فشار قابل توجه شده، به طوری که در ماکزیمم عدد رینولدز با اضافه‌کردن مولدهای گردابه در مینی‌کانال افت فشار ۶۰/۳ درصدی در کانال مشاهده گردیده‌است.

• با ایجاد حفره و افزایش اندازه‌ی آن بر روی مولدهای گردابه در مینی‌کانال افت فشار حاصل از مانع ایجادشده در برابر جریان به طور پیوسته کاسته شده برای نمونه در ماکزیمم عدد رینولدز می‌توان شاهد کاهش ۳۴/۷ درصدی افت فشار در به‌کارگیری مولدهای گردابه VG-۶۰ نسبت به مولدهای گردابه VG-۰ در مینی‌کانال بود.

• با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک کاهش و ضریب انتقال حرارت افزایش و با افزایش مساحت حفره بر روی مولد گردابه، هر دو ضریب کاهش می‌یابند.

• عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز روند صعودی داشته و می‌توان مشاهده نمود با ایجاد حفره و افزایش مساحت آن در ابتدا عدد ناسلت افزایش و سپس کاهش یافته‌است.

• با افزایش عدد رینولدز، عملکرد بهتر مینی‌کانال در درصدهای پایین‌تر اندازه حفره روی مولدهای گردابه بدست‌آمده‌است.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

c_p	ظرفیت گرمایی ویژه (J/kg K)
D_h	قطر هیدولیکی (m)
F	ضریب اصطکاک
H	ضریب انتقال حرارت (W)
H	ارتفاع (m)
W	عرض(m)
L	طول مینی‌کانال (m)
L_D	طول گردابه (m)
V	حجم مولد گردابه (m^3)
D	ضخامت مولد گردابه (m)
U	سرعت در راستای محور x (m/s^2)
V	سرعت در راستای محور y (m/s^2)
W	سرعت در راستای محور z (m/s^2)
T	دما (K)
Q	گرمای تولید شده کلی (W)
Q	شار حرارتی (W/s^2)
P	فشار (Pa)
R	مقاومت حرارتی (K/W)
Re	عدد رینولدز
Nu	عدد ناسلت
PEC	معیار ارزیابی عملکرد

علائم یونانی

P	چگالی (kg/m^3)
μ	ویسکوزیته دینامیکی (kg/m s)
K	ضریب هدایت حرارتی (W/m K)

زیرنویس

B	مینی‌کانال پایه (بدون مولد گردابه)
B	بالک
Ch	کانال
F	سیال
In	ورودی
out	خروجی

Vg	مولد گردابه
S	جامد
W	دیواره
max	ماکزیمم

مراجع

[1]A. Sabaghan, M. Edalatpour, M.C. Moghadam, E. Roohi, H. Niazmand, Nanofluid flow and heat transfer in a microchannel with longitudinal vortex generators: two-phase numerical simulation, Applied Thermal Engineering, .189-179 (2016) 100

[2]A. Ebrahimi ,E. Roohi, S. Kheradmand, Numerical study of liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators, Applied Thermal Engineering, .583-576 (2015) 78

[3]J.-F. Zhang, Y.K. Joshi, W.-Q. Tao, Single phase laminar flow and heat transfer characteristics of microgaps with longitudinal vortex generator array, International Journal of Heat and Mass Transfer, .494-484 (2017) 111

[4]R. Wang, J. Wang, W. Yuan, Analysis and optimization of a microchannel heat sink with V-Ribs using nanofluids for micro solar cells, Micromachines, .620 (2019) (9)10

[5]Z. Xu, Z. Han, J. Wang, Z. Liu, The characteristics of heat transfer and flow resistance in a rectangular channel with vortex generators, International Journal of Heat and Mass Transfer, .72-61 (2018) 116

[6]B. Lotfi, B. Sundén, Q. Wang, An investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators, Applied Energy, .1302-1282 (2016) 162

[7]M .Samadifar, D. Toghraie, Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators, Applied Thermal Engineering, .681-671 (2018) 133

[8]J. Zhang, Y. Diao, Y. Zhao, Y. Zhang, An experimental investigation of heat transfer enhancement in minichannel: Combination of nanofluid and micro fin structure techniques, Experimental Thermal and Fluid Science, 81 .32-21 (2017)

[9]A. Behnampour, O.A. Akbari, M.R. Safaei, M. Ghavami, A. Marzban, G.A.S. Shabani ,R. Mashayekhi, Analysis of heat transfer and nanofluid fluid flow in microchannels with trapezoidal, rectangular and triangular shaped ribs, Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures, .31-15 (2017) 91

[10]E. Hosseinirad, F. Hormozi, Influence of shape, number, and position of horizontal minifins on thermal-hydraulic performance of minichannel heat sink using nanofluid, Heat Transfer Engineering, .903-892 (2017) (9)38

[11]M.T. Al-Asadi, A. Al-damook, M. Wilson, Assessment of vortex generator shapes and pin fin perforations for enhancing water-based heat sink performance, International Communications in Heat and Mass Transfer, .10-1 (2018) 91

[12]R. Rezazadeh, N. Pourmahmoud, S. Asaadi, Numerical investigation and performance analyses of rectangular mini channel with different types of ribs and their arrangements, International Journal of Thermal Sciences, .85-76 (2018) 132

[13]G.A. Sheikhzadeh, F.N. Barzoki, A.A.A. Arani, F. Pourfattah, Wings shape effect on behavior of hybrid nanofluid inside a channel having vortex generator, Heat and Mass Transfer, .1983-1969 (2019) (7)55

[14]E. Hosseinirad, M. Khoshvaght-Aliabadi, F. Hormozi, Evaluation of heat transfer and pressure drop in a mini-channel using transverse rectangular vortex-generators with various non-uniform heights, Applied Thermal Engineering, .114196 (2019) 161

[15]Y. Wang, B. Zhou, Z. Liu, Z. Tu, W. Liu, Numerical study and performance analyses of the mini-channel with discrete double-inclined ribs, International journal of heat and mass transfer, .505-498 (2014) 78

[16]M.T. Al-Asadi, F.S. Alkasmoul, M.C. Wilson, Benefits of spanwise gaps in cylindrical vortex generators for conjugate heat transfer enhancement in micro-channels, Applied Thermal Engineering, .586-571 (2018) 130

[17]R. Kamboj, S. Dhingra, G. Singh, CFD simulation of heat transfer enhancement by plain and curved winglet type vertex generators with punched holes, International

Journal of Engineering Research and General Science, .2730-2091 (2014) (4)2

[18]Z. Han ,Z. Xu, J. Wang, Numerical simulation on heat transfer characteristics of rectangular vortex generators with a hole, International Journal of Heat and Mass Transfer, .1001-993 (2018) 126

[19]G. Zhou, Z. Feng, Experimental investigations of heat transfer enhancement by plane and curved winglet type vortex generators with punched holes, International Journal of Thermal Sciences, .35-26 (2014) 78

[20]K. Boukhadia, H. Ameur, D. Sahel, M. Bozit, Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger, International Journal of Thermal Sciences, .180-172 (2018) 126

[21]D. Sahel, H. Ameur, R. Benzeguir, Y. Kamla, Enhancement of heat transfer in a rectangular channel with perforated baffles, Applied Thermal Engineering, -156 (2016) 101 .164

[22]H. Ameur, Y. Menni, Laminar cooling of shear thinning fluids in horizontal and baffled tubes: Effect of perforation in baffles, Thermal Science and Engineering Progress, 14 .100430 (2019)

[23]H. Ameur, D. Sahel ,Y. Menni, Numerical investigation of the performance of perforated baffles in a plate-fin heat exchanger, Thermal Science, (.90-90 (2020) (00

[24]G. Lu, G. Zhou, Numerical simulation on performances of plane and curved winglet type vortex generator pairs with punched holes, International Journal of Heat and Mass Transfer, .690-679 (2016) 102

[25]S.E. Ghasemi, A.A. Ranjbar, S.M.J. Hoseini, Cooling performance analysis of water-cooled heat sinks with circular and rectangular minichannels using finite volume method, Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering (IJCCE), .239-231 (2018) (2)37

[26]X. Xie, W. Tao, Y. He, Numerical study of turbulent heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink, (255-247 (2007.

[27]A. Tikadar, S.K. Oudah, T.C. Paul, A.S. Salman, A. Morshed, J.A. Khan, Parametric study on thermal and hydraulic characteristics of inter-connected parallel and counter flow mini-channel heat sink, Applied Thermal Engineering, .28-15 (2019) 153

[28]M . Khoshvaght-Aliabadi, Z. Arani, F. Rahimpour, Influence of Al2O3–H2O nanofluid on performance of twisted minichannels, Advanced Powder Technology, .1525-1514 (2016) (4)27

[29]X. Xie, Z. Liu, Y. He, W. Tao, Numerical study of laminar heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink, Applied thermal engineering, .74-64 (2009) (1)29

[30]A. Tikadar, T.C. Paul, S.K. Oudah, N.M. Abdulrazzaq, A.S. Salman, J.A. Khan, Enhancing thermal-hydraulic performance of counter flow mini-channel heat sinks utilizing secondary flow: Numerical study with experimental validation, International Communications in Heat and Mass Transfer, .104447 (2020) 111

[31]W.M. Kays, A.L. London, Compact heat exchangers, (1984).

[32]M. Khoshvaght-Aliabadi, Z. Arani-Lahtari, Forced convection in twisted minichannel (TMC) with different cross section shapes: a numerical study, Applied Thermal Engineering, .112-101 (2016) 93

[33]M. Khoshvaght-Aliabadi, M. Sahamiyan, Performance of nanofluid flow in corrugated minichannels heat sink (CMCHS), Energy conversion and management, 108 .308-297 (2016)

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

N. Pahlevaninejad, M. Rahimi, A.A. Ranjbar, M. Gorzin, The effect of hole on the rectangular vortex generator on thermal-hydrodynamic performance of the minichannel, Amirkabir J. Mech Eng., 53(7) (2021) 4293-4308.

DOI: 10.22060/mej.2020.18757.6885