



Numerical Investigation of Fin Position Effect on the Forced Convection Heat Transfer Inside a Channel in Turbulent Flow

M. Alavi, M. Pirmohammadi^{1*}

Department of Mechanical Engineering, Pardis Branch, Islamic Azad University, Pardis, Iran

ABSTRACT: The using of fins for convection heat transfer enhancement is one of the effective approaches of heat transfer enhancement in a 2 dimensional channels. In this investigation, five different geometries for fins have been considered; numerical results were presented for fluid flow variables and heat transfer. For this purpose, governing equations of fluid flow and heat transfer were discretized with finite volume method; also for linking of velocity and pressure of fluid flow, SIMPLE algorithm was employed. Turbulent flow modelling was applied by turbulent model. Sensitivity of numerical results from computational grid and validation of numerical results were provided in compare of experimental and other numerical investigation. Then, geometries were investigated for fins include of triangle with different angle, trapezoidal and square. For these geometries, numerical results for velocity vector, pressure drop and temperature of fluid have been presented. Finally, heat transfer results were studied with regards to Nusselt number. Triangle fin with angle of 60 degrees respect to angle of 90 degrees has more Nusselt number and trapezoidal fin has much Nusselt number among five studied fins. From the investigation of the heat transfer to pressure drop ratio, it was observed that the trapezoidal fins have the best performance.

Review History:

Received: 4 Jun. 2018
Revised: 7 Oct. 2018
Accepted: 10 Nov. 2018
Available Online: 23 Jan. 2019

Keywords:

Heat transfer
Forced convection
Fin position
Finite volume method
Turbulent flow

1- Introduction

Heat transfer enhancement in channels by using various fin geometries has been an interesting field of research in recent years. Marvasti et al. [1] studied natural convection heat transfer inside a channel having inclined parallel plates numerically. They found that triangular fin with angle 120° has better performance with respect to fins having angles 45° and 60°.

Ayli et al. [2] investigated forced convection heat transfer on an array of rectangular fins by numerical and experimental methods and evaluated the effects of geometrical parameters on Nusselt number. Yang et al. [3] studied the effects of Reynolds number, conduction and entry length in a forced convection channel flow having parallel plates with various arrays of fins. Yang et al. [4] also used finite difference method on a non-uniform mesh to study forced convection heat transfer in a channel with side fins. Abu-Hijleh [5] studied forced convection heat transfer and flow in a cylinder for various Reynolds and Nusselt numbers and optimized the number of fins and their position. Cucchi et al. [6] studied forced convection heat transfer in a channel having plates positioned at angle 60°. Amghar et al. [7] conducted a numerical simulation of turbulent forced convection in a channel with side baffles for cooling the walls. They used k-ε model and SIMPLE algorithm.

In this paper, the turbulent flow and heat transfer in a channel for various fin geometries (including triangular,

square, and trapezoidal fins) are studied numerically. The numerical simulation is carried on by Fluent software and the results of Nusselt number and pressure drop are presented.

2- Methodology

To simulate the turbulent forced convection heat transfer, it was assumed that flow is incompressible and steady, the physical properties are constant, the entrance velocity is uniform, and the radiation heat transfer is negligible. The governing equations of the problem are continuity, momentum, and energy equations which are in the following form:

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho u_i \left(h + \frac{1}{2} u_j u_j \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] \quad (3)$$

$$k_{eff} = K + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}$$

*Corresponding author's email: pirmohamadi@pardisiau.ac.ir



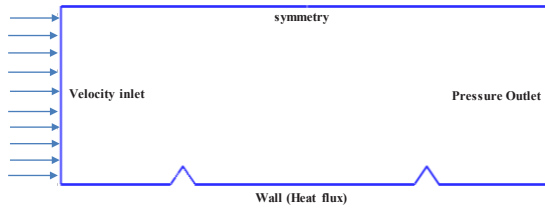


Fig. 1. The geometry of problem and the boundary conditions

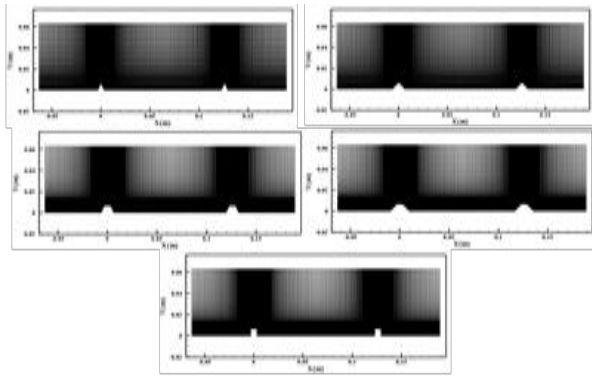


Fig. 2. The grid generated for five fin geometries

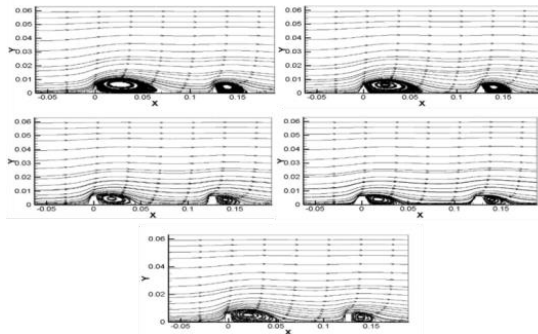


Fig. 3. Streamlines for different types of fin geometry

where ρ is density, u_i is the mean velocity, p is pressure, u' is the fluctuating component of velocity, h is the mean enthalpy, τ_{ij} is the effective shear stress, and k_{eff} is the effective conduction coefficient. To model the Reynolds-averaged stress and the effective shear stress, Re-Normalization Group (RNG) k- ϵ model is used.

The grid is generated using the Gambit software. The second order approximation is used to discretize the convective terms. The convergence criteria for continuity and momentum equations is set to 10^{-6} and for energy equation is set to 10^{-9} in the Fluent software. The inlet velocity and temperature are set to 3.6 m/s and 300 K respectively. The bottom wall has no slip boundary condition and a constant heat flux of 28 W/m².

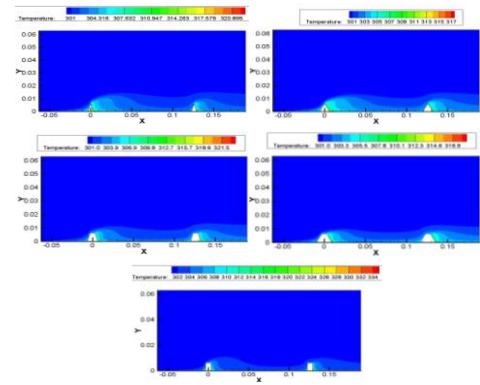


Fig. 4. Fluid temperature for five different fins

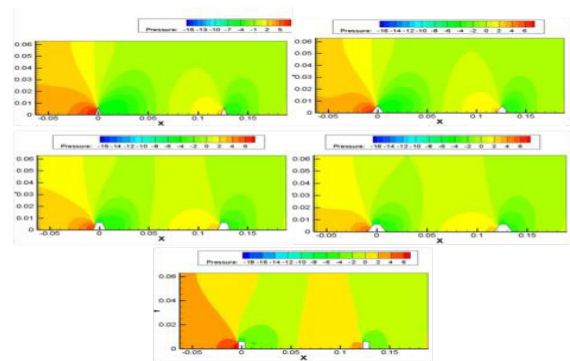


Fig. 5. Pressure coefficient for different types of fin geometr

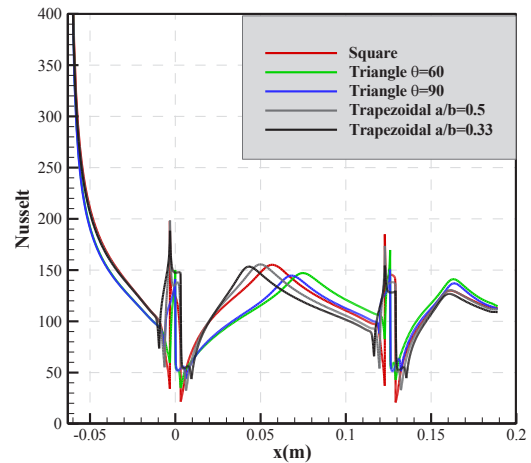


Fig. 6. Comparison of total moment vs. azimuth angle for 60 RPM

3- Results and Discussion

As seen in Fig. 3 a comparison has been made among streamlines of different types of fin geometry. As seen in this figure, the triangular fins have larger flow separation zone due to their sharp corner. The triangular fin with angle 60° has the highest vortex elevation among studied fins.

In Fig. 4 the fluid temperature profile of different types of fin geometry is presented. It is observed that the trapezoidal fins have the maximum heat transfer.

In Fig. 5 the pressure coefficient profile of different types of fin geometry is shown. As seen in this figure, the triangular fins have the maximum pressure drop.

In Fig. 6 the variation of Nusselt number near in the channel is depicted. As seen in this figure, trapezoidal fins have the highest average Nusselt number. Considering both Nusselt number and pressure drop coefficient as two important parameters for heat transfer enhancement, one can compare the ratio of Nusselt number to pressure drop coefficient for different types of fins to find the best performing fin. This comparison reveals that the trapezoidal fin with $a/b=0.33$ has the best performance among the studied fins.

4- Conclusions

In this paper the effect of five different fin geometries on heat transfer enhancement for a turbulent forced convection flow in a 2 dimensional channel was investigated. It was found that the triangular fins have the maximum pressure drop and the trapezoidal fins have the highest average Nusselt number. By the comparison of heat transfer to pressure drop ratio, it was observed that the trapezoidal fins have the best performance.

References

- [1] F.K. Marvasti, A. Tahavvor, Numerical analysis of natural convection heat transfer enhancement in a channel with inclined parallel plates, in: 1st International Conference of Applied Research in Electrical and Mechanical Engineering, Malek-Ashtar University of Technology, Tehran, 2015.
- [2] E. Ayli, O. Bayer, S. Aradag, Experimental investigation and CFD analysis of rectangular profile fINS in a square channel for forced convection regimes, *International Journal of Thermal Sciences*, 109 (2016) 279-290.
- [3] M.-H. Yang, R.-H. Yeh, J.-J. Hwang, Forced convective heat transfer in a channel with staggered fin array, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 25(2) (2011) 272-281.
- [4] M.-H. Yang, R.-H. Yeh, J.J. Hwang, Forced convection in a channel with transverse fins, *International Journal of Numerical, Methods for Heat & Fluid Flow*, 22(3) (2012) 306-322.
- [5] B.A.K. Abu-Hijleh, Fin placement for optimal forced convection heat transfer from a cylinder in cross-flow, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid*, 15(3) (2005) 277-295.
- [6] M. Cucchi, D. Fustinoni, P. Gramazio, L.P.M. Colombo, A. Niro, Heat transfer characteristics in forced convection through a rectangular channel with 60° tilted staggered ribs, *Journal of Physics: Conference Series* (2014).
- [7] K. Amghar, M.A. Louhibi, N. Salhi, M. Salhi, Numerical simulation of forced convection turbulent in a channel with transverse baffles, *JMES*, 8(4) (2017) 1417-1427.



مطالعه عددی اثر موقعیت فین بر انتقال حرارت جابجایی اجباری درون یک کانال در حالت جریان آشفته

سید مجید علوی لواسانی، محسن پیرمحمدی*

دانشکده مهندسی مکانیک، واحد پردیس، دانشگاه آزاد اسلامی، پردیس، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۳/۱۴
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۷/۱۵
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۸/۱۹
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۱۱/۰۳

کلمات کلیدی:

انتقال حرارت
جابجایی اجباری
موقعیت فین
روش حجم محدود
جریان آشفته

خلاصه: یکی از روش‌های مؤثر برای افزایش انتقال حرارت درون کانال‌ها، استفاده از فین‌ها می‌باشد. در این پژوهش، پنج هندسه مختلف فین در نظر گرفته شده است؛ نتایج عددی برای متغیرهای حرکت سیال و انتقال حرارت ارائه گردیده است. برای این موضوع، معادلات حاکم بر حرکت سیال و انتقال حرارت، به وسیله روش حجم محدود گسسته و حل شد؛ همچنین برای ارتباط سرعت و فشار از روش سیمپل استفاده شد. مدل‌سازی آشفتگی با استفاده از مدل آشفتگی صورت گرفت. حساسیت حل عددی نسبت به شبکه محاسباتی و اعتبارسنجی نتایج عددی در مقایسه با نتایج تجربی و عددی سایر پژوهشگران، مقایسه شد. سپس هندسه‌های در نظر گرفته شده برای فین شامل، مثلث با زوایای مختلف، دوزنقه، مربع مورد بررسی قرار گرفت. برای این هندسه‌ها، نتایج عددی برای بردار سرعت، فشار، دمای سیال ارائه شده است. در انتهای نتایج انتقال حرارت با تحلیل عدد ناسلت مطالعه شده و مقایسه‌ای میان هندسه‌های مختلف انجام شده است. مقدار ناسلت محلی در فواصل میان فین‌ها، از ۱۰۰ الی ۱۵۰ و در انتهای سطح، به مقدار ۱۰۰ میل می‌کند. فین مثلثی با زاویه ۶۰ نسبت به فین ۹۰ درجه ناسلت بیشتری داشته و در مجموع نیز فین‌های دوزنقه‌ای بیشترین مقدار ناسلت را نسبت به سایر فین‌ها داشته است. از بررسی نسبت انتقال حرارت به افت فشار، مشاهده شد که فین‌های دوزنقه‌ای، بهترین عملکرد را دارند.

۱- مقدمه

بحث حرارتی سیال درون کانال، در سال‌های اخیر توسط محققین مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. برای افزایش انتقال حرارت، شکل هندسی، تعداد و جای‌دهی فین‌ها همواره مورد توجه بوده است. با توجه به کاربردهای گسترده کانال‌های فین‌دار در سیستم‌های حرارتی، الزاماً یک طرح خاص جواب‌گویی همه مسائل نخواهد بود؛ لذا لازم است تا برای هر مسئله به صورت مستقل تحلیل حرارتی صورت گیرد.

محققین مختلف مسئله انتقال حرارت جابجایی اجباری را مورد بررسی قرار داده‌اند. اولیایی و همکاران [۱ و ۲] به مطالعه عددی اثرات شیب یک کانال بر روی میزان بازگشت‌ناپذیری جریان در جریان‌های جابجایی ترکیبی آزاد و اجباری پرداختند. اگرچه هندسه‌هایی مانند کانال‌های دارای پله پس‌رو و پیش‌رو بسیار ساده هستند، اما بررسی جریان سیال و انتقال حرارت ترکیبی جابجایی آزاد و اجباری در چنین هندسه‌هایی، پیچیدگی خاص خود را دارا می‌باشد. بررسی بازگشت‌ناپذیری به دلیل تغییرات ناگهانی در هندسه جریان،

در بسیاری از هندسه‌های ذکر شده از اهمیت فراوانی را دارد.

ستوده‌نیا و همکاران [۳] به شبیه‌سازی عددی جریان جابجایی اجباری آرام همراه با بررسی تولید آنتروپی در کانالی شیب‌دار با استفاده از روش انسداد کردن پرداختند. اثرات ارتفاع و سرعت دیواره پایین کانال بر روی میزان تولید آنتروپی مورد ملاحظه قرار گرفتند. در بسیاری از موارد، تغییرات ارتفاع و سرعت، باعث به وجود آمدن نواحی گردابه‌ای در هندسه جریان شدند. نواحی گردابه‌ای ایجاد شده به‌نوبه‌ی خود باعث افزایش انتقال حرارت و در پی آن افزایش شدت تولید آنتروپی و افزایش بازگشت‌ناپذیری در سیستم می‌شوند. این پژوهشگران، انتقال حرارت جابجایی اجباری آرام همراه با بررسی قانون دوم ترمودینامیک در کانالی با سطح مقطع متغیر را بررسی نمودند [۴ و ۵]. در بسیاری از موارد، تغییرات سطح مقطع کانال، باعث به وجود آمدن نواحی گردابه‌ای در هندسه جریان می‌گردد. نواحی گردابه‌ای ایجاد شده، باعث افزایش انتقال حرارت و در پی آن افزایش شدت تولید آنتروپی و افزایش بازگشت‌ناپذیری در سیستم می‌شوند.

شهادنژاد و همکاران [۶] به بررسی افت انرژی در یک جریان آرام با

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: pirmohamadi@pardisiu.ac.ir



جابجایی اجباری، داخل کانال شامل پله شیب‌دار پرداختند. نتایج حل عددی شامل، ضریب اصطکاک، عدد ناسلت و عدد تولید آنتروپی که نشان‌دهنده کل افت انرژی می‌باشد ارائه شده و تأثیرات زاویه شیب پله به عنوان یک پارامتر اصلی بر روی نتایج، مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت. شیرزاد و همکاران [۷] به بررسی عددی جریان جابجایی اجباری تحت میدان مغناطیسی شیب‌دار در یک کانال سه بعدی و دارای مانع پله‌ای شکل، پرداختند. نتایج عددی این تحقیق نشان داد که شیب تغییرات میدان مغناطیسی اثرات فراوانی بر روی رفتارهای حرارتی و هیدرودینامیکی جریان سیال دارد.

صفایی و همکاران [۸] به بررسی انتقال حرارت جابجایی آزاد در یک کویتی مربعی شیب‌دار با حفره‌های داخلی عایق پرداختند و وجه سمت چپ محفظه دارای منبع حرارتی دما ثابت بوده و وجه سمت راست آن در دمای سرد قرار گرفت. داخل محفظه مربعی چهار حفره مستطیل شکل با دیوارهای عایق قرار دارد. هدف این تحقیق، بررسی تأثیر مقادیر مختلف زاویه محفظه، عدد رایلی و نسبت وجه حفره‌های داخلی به وجه گرم، بر انتقال حرارت، خطوط جریان، بیشینه تابع جریان و عدد ناسلت متوسط بود.

فروزان‌نیا و همکاران [۹] به مطالعه عددی تولید آنتروپی در جریان جابجایی اجباری آشفته در داخل کانالی شامل دو پله شیب‌دار پس‌رو و پیش‌رو پرداختند. یکی از راه‌های کنترل نرخ انتقال حرارت در چنین هندسه‌هایی، تغییرات طول فرورفتگی بین دو پله و تغییرات شیب پله‌ها می‌باشد که در این پژوهش بررسی شدند. در این پژوهش جریان هوا داخل کانال با دو صفحه موازی عایق و شار ثابت تحت زوایای ۴۵، ۶۰، ۱۲۰ درجه بررسی گردید.

کارگریان مروستی و همکاران [۱۰] به تحلیل عددی بهبود انتقال حرارت جابجایی طبیعی درون کانال با صفحات موازی شیب‌دار پرداختند. مشاهده شده است که فین مثلثی با زاویه ۱۲۰ درجه، نسبت به ۴۵ و ۶۰ درجه، عملکرد بهتری دارد. مهدی‌پور و همکاران [۱۱] به بررسی تجربی انتقال حرارت جابجایی ترکیبی در یک کانال استوانه‌ای حلقوی شیب‌دار (متمایل) حاوی ماده متخلخل پرداختند. ناحیه مطالعاتی شامل دو کانال استوانه‌ای بود. کانال کوچک‌تر به گونه‌ای در کانال بزرگ‌تر نصب شده است که محور هر دو استوانه بر روی یک خط قرار گرفته است. استوانه بیرونی با جریان الکتریکی یکنواخت به صورت شار ثابت گرم شده و سطح بیرونی آن عایق کاری شد. با اندازه‌گیری دما در طول محور استوانه، مقادیر عدد ناسلت محلی و متوسط را محاسبه شد. در پایان نیز نتایج حاصل را با نتایج پژوهش‌های انجام شده توسط دیگران نیز مقایسه شد.

هدایتی و همکاران [۱۲] به مطالعه عددی الگوی جریان جابجایی

طبیعی در محفظه‌های کلکتورهای خورشیدی با صفحه جاذب تخت و موج‌دار پرداختند. دو نوع کلکتور بررسی شدند، در حالت اول، کلکتور دارای صفحه جاذب موجی شکل و در حالت دوم، دارای صفحه جاذب تخت بود. زاویه انحراف در گستره ۲۰ الی ۶۰ درجه و متوسط ارتفاع کانال برای صفحه جاذب موجی شکل، در گستره ۰/۰۷۵ تا ۰/۱۵ متر از جمله پارامترهای تحت کنترل بوده و طول موج و دامنه موج صفحه جاذب موجی شکل به ترتیب دارای مقادیر ثابت ۰/۴ متر و ۰/۰۵ متر بودند.

آیلی و همکاران [۱۳]، بحث انتقال حرارت جابجایی اجباری را بر روی آرایه‌ای از فین‌های مستطیلی به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق اثر پارامترهای هندسی و عدد ناسلت ارزیابی شد. بونلوی و همکاران [۱۴] جابجایی اجباری در جریان آشفته، انتقال حرارت و بهبود عملکرد کانال مربعی با مانع گسسته و سوراخ‌های V شکل را به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق اثر مسدود شدن جریان سیال و جهت فین‌های V شکل با بازه‌های مشخص مورد بررسی قرار گرفت. دیکسیت و کومارپاتیل [۱۵]، انتقال حرارت در جریان جابجایی اجباری را بر روی یک ورق فین دارای شکاف به صورت تجربی بررسی نمودند.

یانگ و همکاران [۱۶]، جریان سیال و انتقال حرارت جابجایی اجباری کانال افقی با صفحات موازی را با در نظر داشتن آرایه از فین‌ها، مورد بررسی قرار دادند. اثرات رینولدز، هدایت حرارتی و طول ورودی مورد ارزیابی قرار گرفت. جابجایی اجباری کانال با فین‌های متخلخل به صورت سه بعدی توسط یانگ و همکاران [۱۷] مورد تحقیق قرار گرفت. مدل محیط متخلخل داری و مدل دو معادله‌ای انرژی برای تحلیل حرارتی محیط متخلخل مورد استفاده قرار گرفت. یانگ و همکاران [۱۸] بحث انتقال حرارت جابجایی اجباری در کانال با فین‌های جانبی و بهینه‌سازی آن، با استفاده از تابع انتقال چرخش جریان بر روی شبکه‌بندی غیریکنواخت و با استفاده از روش تفاضل محدود، مورد بررسی قرار دادند.

تاندا و أبرام [۱۹] کانال‌های دارای نسبت منظری مختلف و با گوشه‌های مورب را در جریان انتقال حرارت جابجایی اجباری مورد ارزیابی قرار دادند. تحلیل در رینولدزهای مختلف انجام شد و پارامترهایی مانند نسبت ارتفاع مانع به قطر هیدرولیکی و نسبت پیچش با ارتفاع مورد بررسی قرار گرفت. ابوحیجله [۲۰] مسئله تعداد فین‌ها و موقعیت بهینه آن‌ها را در جریان جابجایی اجباری یک س‌یلندر مورد بررسی قرار داد. اعداد ناسلت مختلف برای عدد رینولدز مختلف و با روش تفاضل محدود، مورد بررسی قرار گرفتند. سیدی و همکاران [۲۱] به بررسی عددی تأثیر زاویه جداکننده در انتقال

بودن تشعشع می‌باشد. معادلات حاکم بر سیال به صورت زیر می‌باشد:

معادله پیوستگی

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

معادله مومنتم

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_i) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \times \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho u_i' u_j') \quad (2)$$

معادله انرژی

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho u_i \left(h + \frac{1}{2} u_j u_j \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right], \quad (3)$$

$$k_{eff} = K + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}$$

در روابط بالا ρ (kg/m³) چگالی، u_i (m/s) مؤلفه متوسط گیری شده سرعت نسبت به جرم، p (Pa) فشار، u^2 (m/s) جزء، نوسانی سرعت، δ_{ij} دلتای کرونکر، h (J/kg) مقدار متوسط گیری شده جرمی آنتالپی، τ_{ij} تنش برشی مؤثر، k_{eff} (W/m.K) ضریب هدایت مؤثر، c_p ضریب هدایت مخصوص در فشار ثابت، μ_t (kg/m.s) ویسکوزیته آشفته و Pr_t پرانتل آشفته می‌باشد. در معادله انرژی جمله سمت چپ معادله، نماینده انتقال انرژی در اثر جابجایی، ترم اول سمت راست معادله نماینده انتقال انرژی در اثر پخش انرژی و جمله دوم سمت راست معادله نماینده کار نیروهای برشی و اتلاف ویسکوز می‌باشد. جمله آخر سمت راست معادله مومنتوم که از جنس تنش می‌باشد و مقدار تنش برشی مؤثر به ترتیب با روابط (۴) و (۵) جایگزین می‌شوند.

حرارت جابجایی اجباری کانال تخت با روش شبکه‌ای بولتزمن پرداختند. پارامترهای مربوطه شامل عدد رینولدز، نسبت فاصله و زاویه جداکننده، مورد بررسی قرار گرفت.

دهقانی و گنجعلیخان [۲۲] به بررسی انتقال حرارت جابجایی اجباری و تشعشعی در جریان سه بعدی آرام، در یک پله دارای زاویه مختلف، پرداختند. بررسی در یک لوله افقی صورت گرفت. سیریتندن و همکاران [۲۳] به ارزیابی جابجایی اجباری در انتقال حرارت کانال‌های دارای چاه حرارتی پرداختند. منبع تولید جابجایی پدیده فلاتر آیروالاستیک بود و اثر گردابه‌ها بر انتقال حرارت جابجایی بررسی شد. کوچی و همکاران [۲۴] به بررسی انتقال حرارت جابجایی اجباری در کانال مستطیلی دارای صفحه‌های ۶۰ درجه پرداختند. مشخصات حرارتی کانال به روش متوسط‌گیری و آزمایشگاهی به دست آمد و صفحات بالایی و پایینی دارای زبری ناشی از تیغه‌ها بود.

امقر و همکاران [۲۵] به شبیه‌سازی عددی جابجایی اجباری آشفته در کانال دارای مانع جانبی پرداختند. هدف از ایجاد مانع خنک کاری دیواره بوده و مدل $k - \epsilon$ و الگوریتم سیمپل استفاده شد. سیدیک و همکاران [۲۶] به شبیه‌سازی جابجایی اجباری کانال دارای نانوسیال با روش شبکه‌ای بولتزمن پرداختند. هدف از این مطالعه ارزیابی عملکرد فین‌ها بود و سیال خنک‌کن، آب و نانوسیال آب-اکسیدآلومینیوم انتخاب شد. چئو و همکاران [۲۷] به تحلیل عددی جابجایی اجباری نانوسیال در میکروکانال پرداختند. هدف از مطالعه مدل‌سازی حرارتی جریان آرام تک فاز در میکروکانال بود و از نرم‌افزار فلوئنت استفاده شد.

در این پژوهش جریان آشفته و انتقال حرارت بر روی صفحات دارای فین با شکل‌های مثلث، مستطیل و دوزنقه، بررسی می‌شود. ابتدا معادلات حاکم ارائه می‌شود و سپس برای حل عددی معادلات حاکم، از نرم‌افزار فلوئنت استفاده شده است. نتایج عددی برای عدد ناسلت، افت فشار و بردارهای سرعت سیال، ارائه شده است.

۲- معادلات حاکم

در این بخش معادلات حاکم بر جریان و انتقال حرارت سیال، ارائه می‌شود. در این پژوهش، با توجه به اینکه مدل آشفتگی $k - \epsilon$ ، در جریان با عدد رینولدز زیاد مناسب بوده و با توجه به مراجع و پژوهش‌های پیشین، از این مدل استفاده شده است.

فرضیات این مسئله شامل: جریان غیرقابل تراکم، رژیم جریان آشفته، شرایط پایا، خواص فیزیکی سیال ثابت، سرعت در ورودی یکنواخت و ناچیز

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2 \mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon - Y_M \quad (9)$$

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k}) \delta_{ij} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k} 2 \mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (10)$$

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (5)$$

مقادیر و ثوابت استفاده شده در رابطه به شرح زیر می‌باشد:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (11)$$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \quad (12)$$

$$\eta = (2 E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon} \quad (13)$$

$$E_{ij} = \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (14)$$

$$Y_M = 2 \rho \varepsilon M_t^2, M_t = \sqrt{\frac{k}{\gamma RT}} \quad (15)$$

$$R_\varepsilon = \frac{C_{\mu\rho\eta^3} (1-\eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1+\beta\eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (16)$$

$$R_\varepsilon = \frac{C_{\mu\rho\eta^3} (1-\eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1+\beta\eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (17)$$

$$C_\mu = 0.0845, \alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39, C_{1\varepsilon} = 1.42, a C_{2\varepsilon} = 1.68, Pr_t = 0.85 \quad (18)$$

در رابطه‌های ذکر شده، k انرژی جنبشی مغشوش می‌باشد. رابطه (۴) به رابطه بوزینسک مشهور است. برای حل معادلات رینولدز باید جملات نوسانی به مقادیر متوسط ربط داده شوند. برای حل دستگاه معادلات کافی است تا μ_t از رابطه (۴) محاسبه شود. مدل $k - \varepsilon$ یک مدل نسبتاً کامل و عمومی می‌باشد که برای تشریح آشفتگی بکار می‌رود. در این مدل دو معادله انتقال، یکی برای انرژی جنبشی آشفته، (m^2/k) دیگری برای نرخ استهلاک انرژی جنبشی (m^2/s^3) حل می‌شود تا با جایگزین کردن این دو پارامتر در معادله \cdot مقدار ویسکوزیته مؤثر محاسبه شود.

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\bar{v}}{\sqrt{\bar{v}^3 - 1 + C_v}} d \bar{v} \quad (6)$$

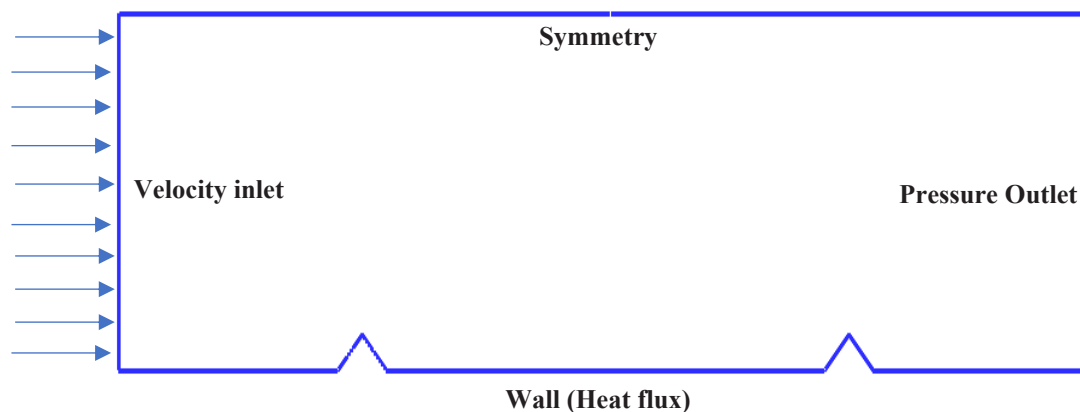
$$\bar{v} = \mu_{eff} / \mu, \quad C_v \approx 100 \quad (7)$$

در سرعت‌های بالا ویسکوزیته آشفته مطابق رابطه (۸) محاسبه می‌شود.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

مدل گروه نرمال‌سازی مجدد^۱ معادلات انتقال زیر را برای k, ε بکار می‌برد:

در این روابط E_{ij} تانسور نرخ تغییر شکل، Y_M نماینده سهم انبساط نوسانی در جریان مغشوش تراکم ناپذیر می‌باشد. این ترم در حالتی که



شکل ۱: هندسه مورد بررسی

Fig. 1. The geometry of problem and the boundary conditions

جریان شرط مرزی سرعت ورودی $3/6$ متر بر ثانیه می‌باشد. سیال ورودی با دمای 300 کلوین وارد می‌شود. دیواره‌های سطح پایین دارای شرط عدم لغزش می‌باشند؛ و دارای شار حرارتی ثابت 28 وات بر مترمربع می‌باشد در صد اغتشاش ورودی $4/8\%$ در نظر گرفته شده است. حدس اولیه بر اساس ورودی در نظر گرفته می‌شود. سپس حل تا حدود 2000 تکرار تا همگرایی باقیمانده‌ها ادامه می‌یابد.

۴- نتایج

برای صحت‌سنجی درستی عملکرد الگوریتم حل از هندسه پژوهش آشاریا و همکاران [۲۸] استفاده شده است. با توجه به پر استناد بودن مرجع [۲۸] و استفاده از این نتایج تجربی این پژوهش در اعتبارسنجی پژوهش‌های عددی دیگر، از این مرجع برای اعتبارسنجی استفاده شده است. در شکل ۲ مقایسه بین پروفیل سرعت نتایج آزمایشگاهی با نتایج شبیه‌سازی حاضر دیده می‌شود که مطابقت خوبی بین نتایج مشاهده می‌شود. نتایج شبیه‌سازی عددی حاضر از نتایج شبیه‌سازی موجود مطابقت بهتری با نتایج آزمایشگاهی دارد. نمودار y با ارتفاع فین 0.063 بی‌بعد شده و سرعت سیال نیز با سرعت ورودی $3/6$ متر بر ثانیه بی‌بعد شده است. برای بررسی حساسیت حل نسبت به تعداد شبکه از سه شبکه با تعداد 69850 و 159600 و 420200 استفاده شد. با توجه به اینکه با افزایش تعداد سلول‌های محاسباتی نزدیک دیوار در دو شبکه 159600 و 420200 تغییر ناچیزی در نتایج دیده می‌شود بنابراین شبکه 159600 به عنوان شبکه بهینه محاسباتی انتخاب شد (شکل ۳).

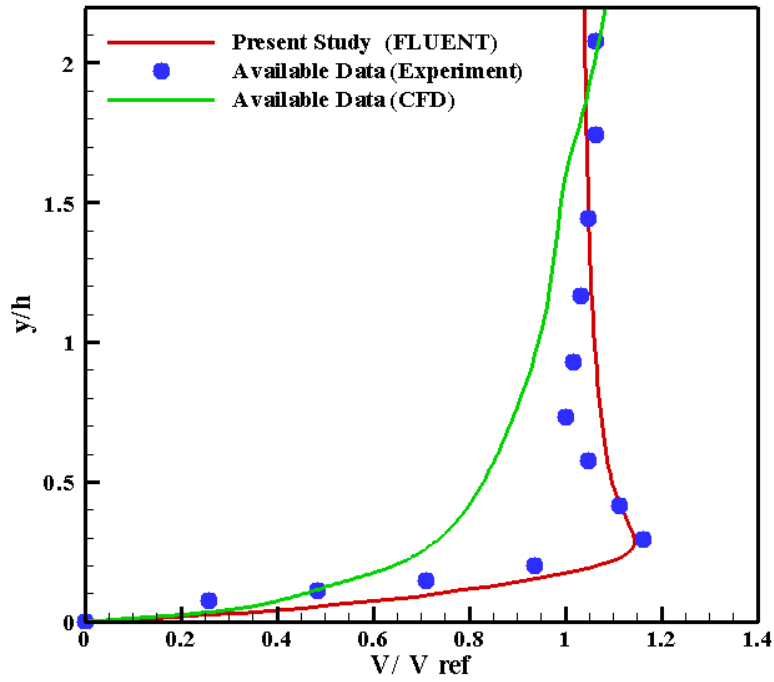
عدد ماخ جریان زیاد می‌باشد، اهمیت می‌یابد و برای جریان‌های با ماخ پایین خود به خود از معادلات حذف می‌شود. $\alpha_k, \alpha_\varepsilon$ به ترتیب معکوس عدد پراتل مربوط به معادلات k, ε هستند. M_1 به عنوان عدد ماخ جریان معشوش تراکم پذیر، γ نسبت ضریب گرمای ویژه فشار ثابت به حجم ثابت و $C_{2\varepsilon}, C_{1\varepsilon}, C_{\mu}$ ثوابت مدل جریان معشوش $k - \varepsilon$ مورد استفاده می‌باشد.

۳- روش عددی

معادلات ارائه شده در قسمت پیشین به همراه شرایط مرزی تشریح شده، با استفاده از روش حجم محدود^۱ گسسته شده‌اند. برای ارتباط فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل^۲ که توسط پاتانکار، ارائه شد، استفاده شده است. برای تولید شبکه، از نرم‌افزار Gambit و از نرم‌افزار Ansys Fluent به عنوان حل‌گر استفاده شده است. برای بهتر مشخص شدن تغییرات در نزدیکی دیوار، در این نواحی شبکه محاسباتی ریز شده است. در شکل ۱ هندسه و شرایط مرزی نشان داده شده است. حل ارائه شده برای جریان پایا بوده و گسسته‌سازی مرتبه دوم برای جملات جابه‌جایی استفاده شده است. همگرایی عددی برای معادلات پیوستگی و مومنتوم تا 10^{-6} و برای معادله انرژی تا 10^{-9} حاصل شده است. رژیم جریان آشفته بوده و از مدل آشفته‌گی $k - \varepsilon$ برای مدل‌سازی اغتشاشات، استفاده شده است.

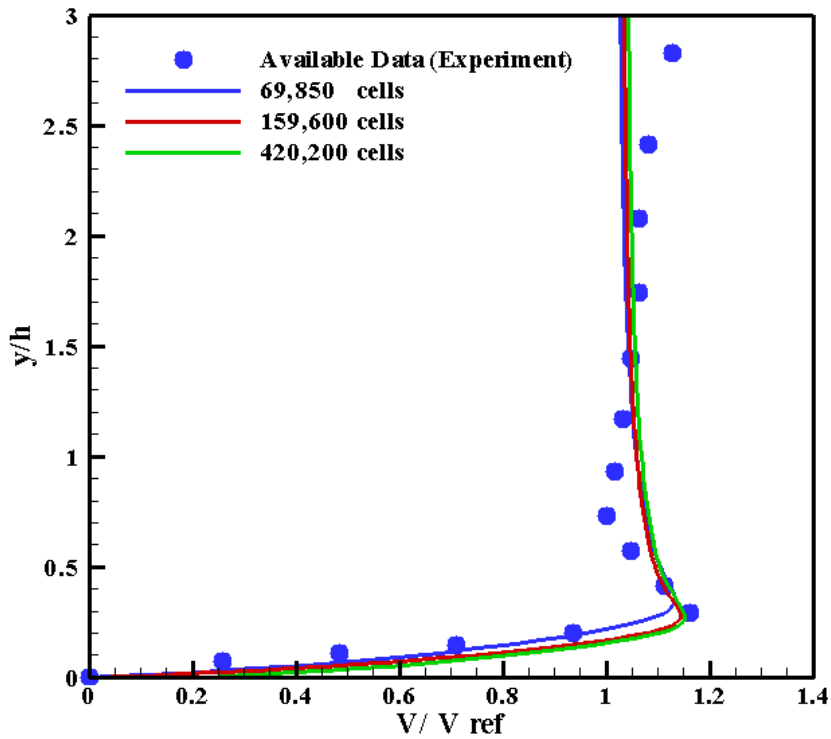
در این پژوهش، سیال مورد استفاده هوا می‌باشد. در شرط مرزی ورودی

1 Finite Volume Method
2 SIMPLE



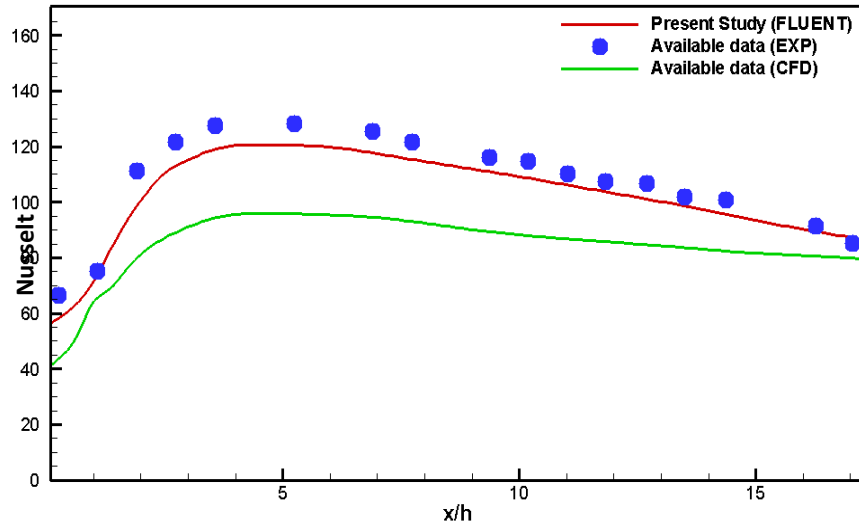
شکل ۲: اعتبارسنجی نتایج عددی در مقایسه با مرجع [۲۸].

Fig. 2. Validation of numerical results comparing with Ref [28]



شکل ۳: بررسی استقلال حل از میدان محاسباتی در مقایسه با مرجع [۲۸]

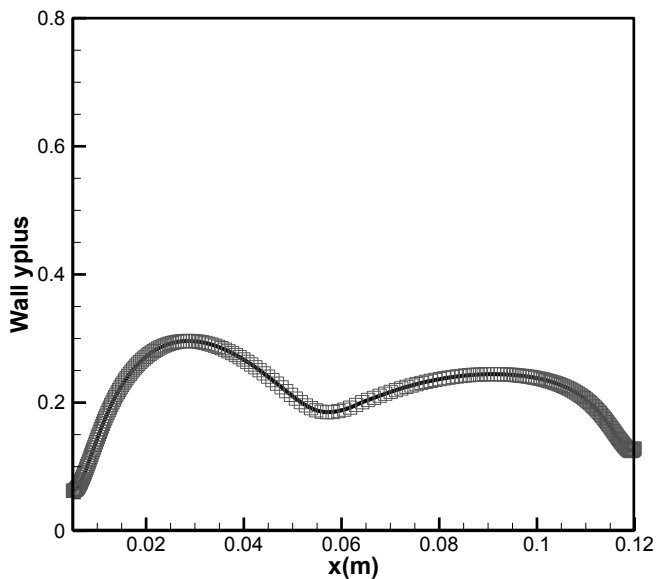
Fig.3. Grid independency analysis compared with Ref [28]



شکل ۴: مقایسه نتایج آزمایشگاهی و عددی برای عدد ناسلت در مقایسه با مرجع [۲۸].

Fig.4. Comparison of experimental and numerical results for Nusselt number with Ref[28]

بین سیال گرم نزدیک سطح و سیال خنک به وجود می‌آید. جدایش جریان نزدیک سطح در فین مثلی ۶۰ درجه بیشتر از مثلی ۹۰ درجه می‌باشد. در فین‌های دوزنقه‌ای به دلیل کاهش قدرت و شعاع گردابه جدایش کمتر از مثلی است و انتقال حرارت نزدیک سطح یکنواخت‌تر از فین مثلی می‌باشد. پروفیل ضریب فشار بروی سطح دیواره پایین مطابق شکل ۹ می‌باشد.



شکل ۵: تغییرات Y^+ در نزدیکی دیواره..

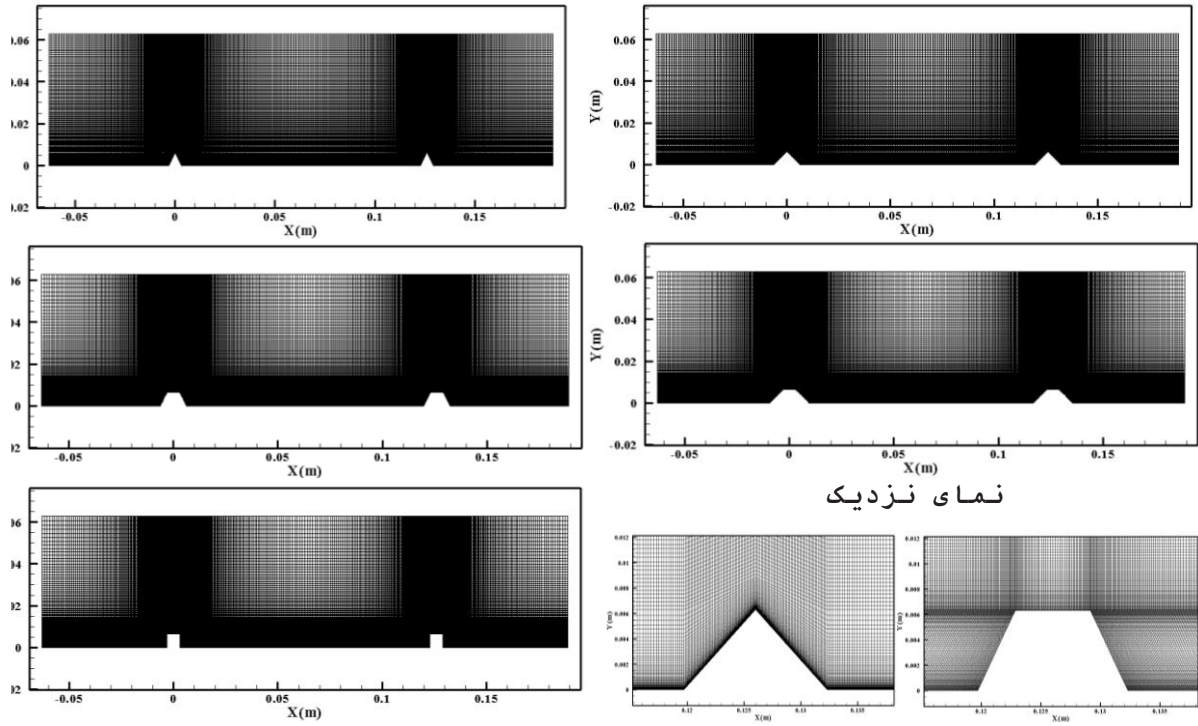
Fig. 5. Y^+ variation near the wall

با استفاده از شبکه محاسباتی انتخاب شده، عدد ناسلت با نتایج عددی آزمایشگاهی مقایسه شده است. در شکل ۴ مشاهده می‌شود که نتایج عددی حاضر، تطبیق بهتری نسبت به نتایج پیشین داشته و به نتایج عددی بسیار نزدیک است.

همچنین نمودار Y^+ برای نشان دادن دقت محاسباتی آشفتگی روی دیواره محاسبه شده است (شکل ۵). مقدار آن از یک کمتر می‌باشد.

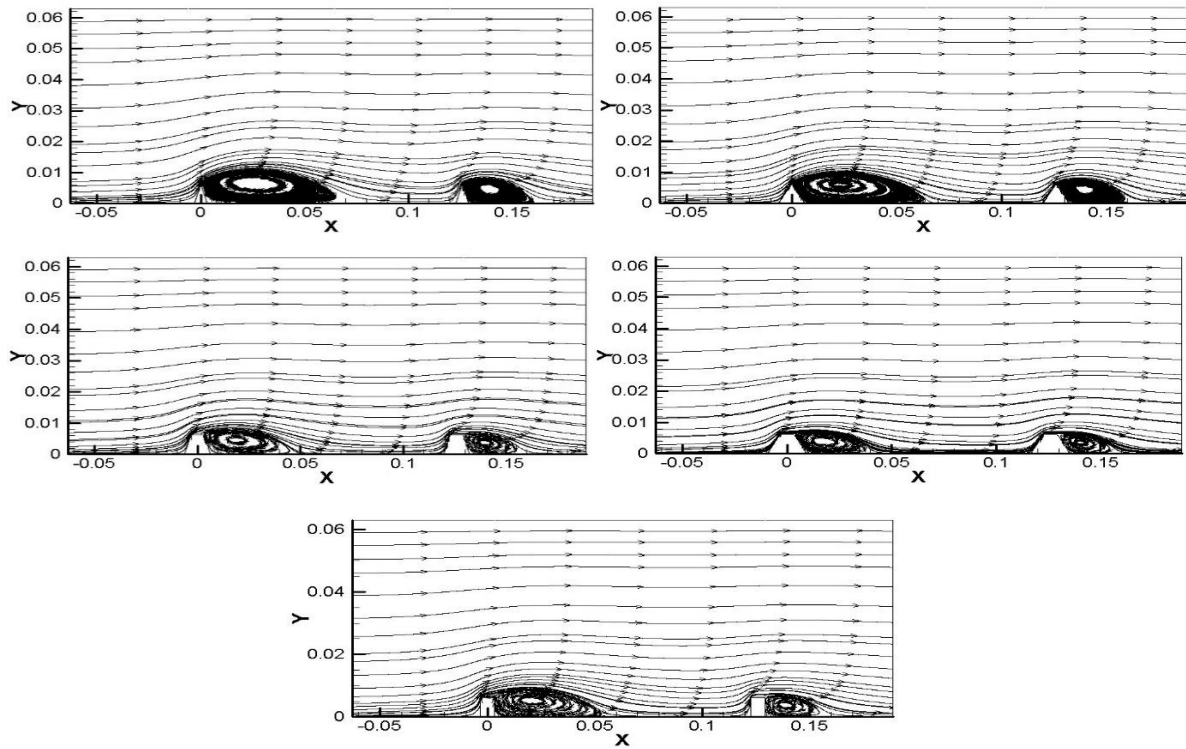
هدف از انجام این پژوهش، بررسی اثر هندسه فین‌ها بر انتقال حرارت سطح می‌باشد. برای این منظور از پنج هندسه متفاوت برای فین‌ها استفاده شده است. هندسه‌ها و دامنه‌های محاسباتی و همچنین شبکه محاسباتی مطابق شکل ۶ است.

خطوط بردار سرعت سیال مطابق شکل ۷ می‌باشد. گردابه اصلی در بعد از فین تشکیل می‌شود. خطوط جریان به خوبی حرکت سیال در گردابه‌های فین را نشان می‌دهد. در فین‌های مثلی به دلیل وجود لبه باریک در امتداد جریان جدایش جریان بیشتر و بنابراین اختلاط دو جریان اصلی و گرم بیشتر انجام می‌شود. ارتفاع گردابه در فین مثلی ۶۰ درجه نسبت به ۹۰ درجه بیشتر است. در فین‌های مسطح مثل دوزنقه و مربع چون جریان موازی با سطح بالایی به بعد از فین می‌رسد، ارتفاع گردابه و قدرت آن نسبت با فین مثلی کمتر است ولی سطح تماس سیال داغ با سطح نسبت به مثلی بیشتر است. در شکل ۸ خطوط هم‌تراز دما مشاهده می‌شود. حرکت هوای خنک بروی سطح باعث کاهش دمای سطح می‌شود. در ناحیه گردابه‌ها اختلاط بیشتری



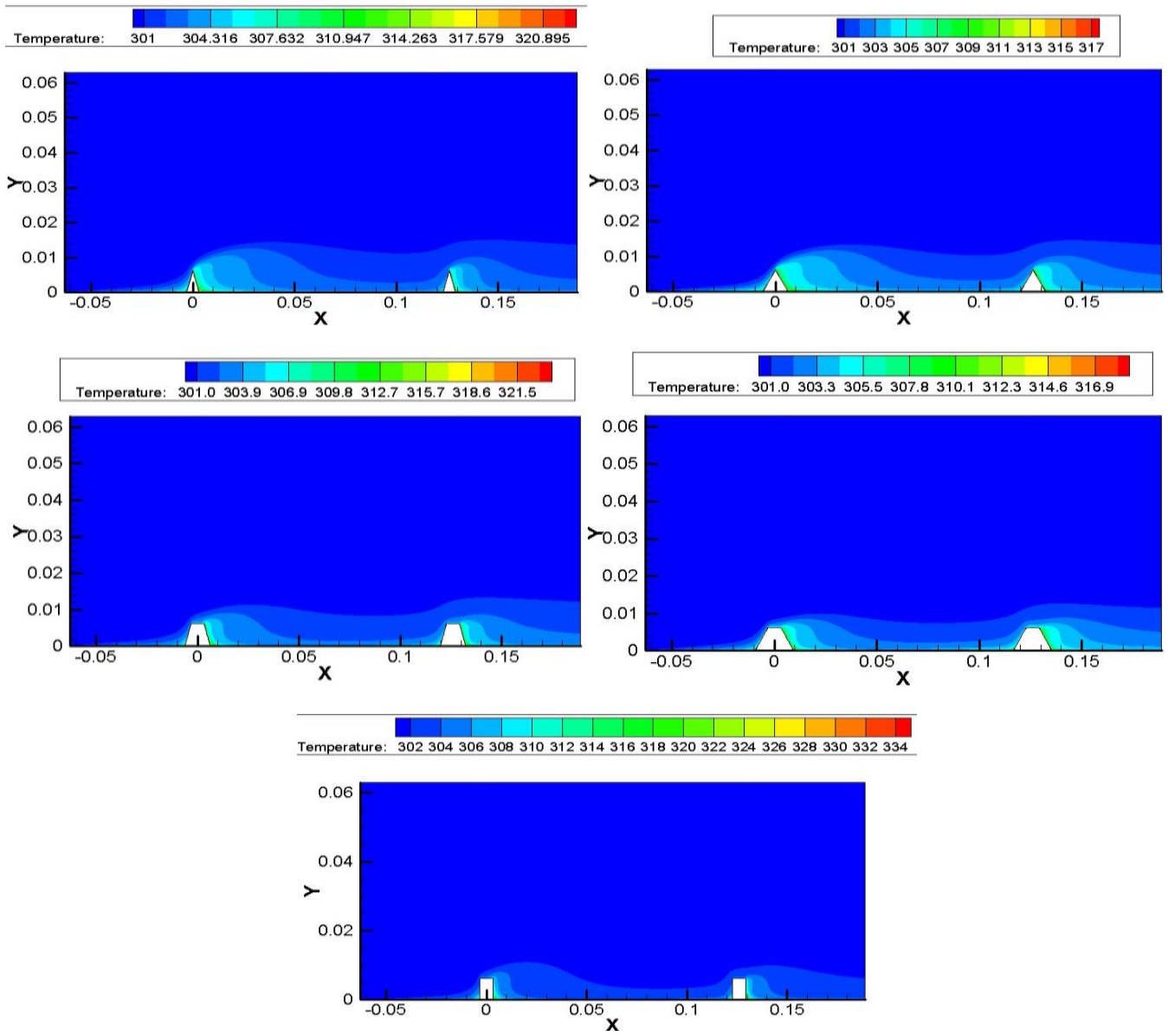
شکل ۶: شبکه‌بندی دامنه محاسباتی پنج فین مختلف

Fig.6. The grid generated for five fin geometries



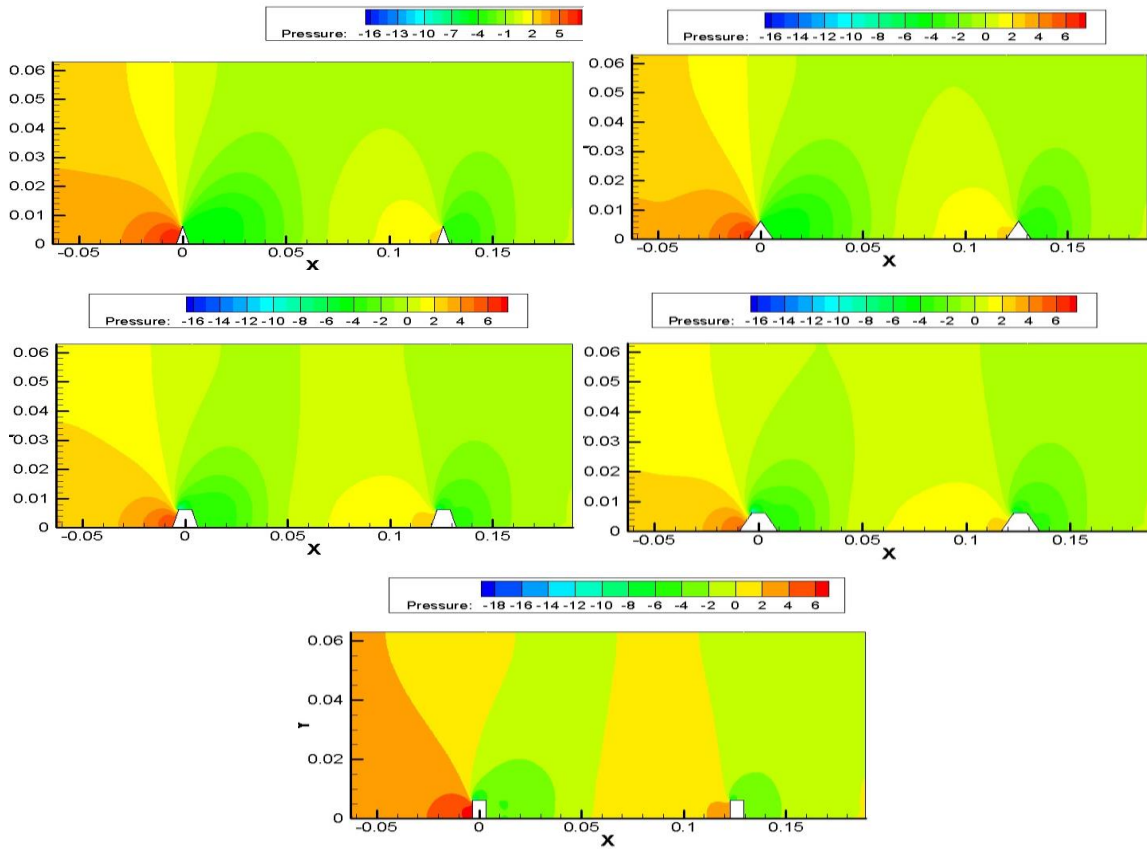
شکل ۷: بردارهای جریان سیال برای پنج حالت مختلف فین.

Fig .7. Streamlines for different types of fin geometry



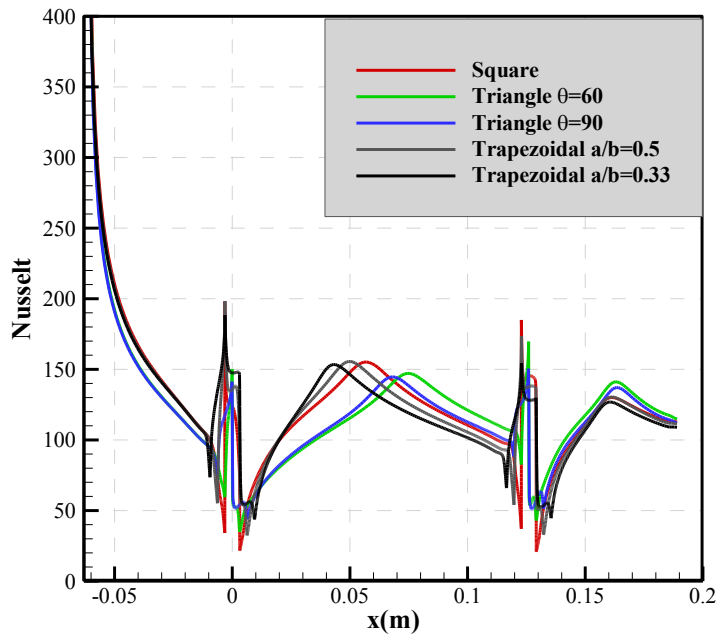
شکل ۸: دمای سیال برای پنج حالت مختلف فین

Fig .8. Fluid temperature for five different fins



شکل ۹: ضریب فشار سیال برای پنج حالت مختلف فین

Fig .9. Pressure coefficient for different types of fin geometry



شکل ۱۰: تغییرات عدد ناسلت در نزدیکی فین ها

Fig .10. Variation of Nusselt number near the fins

Table 1. The ratio of heat transfer to pressure drop analysis

جدول ۱: بررسی نسبت انتقال حرارت به افت فشار

بدون فین	دوزنقه با $a/b=0/5$	دوزنقه با $a/b=0/33$	مربع	مثلث با زاویه ۹۰	مثلث با زاویه ۶۰	مورد مطالعاتی
۵۶/۳۳	۱۲۹/۷۱	۱۲۹/۰۹۴	۱۲۷/۷۳	۱۲۴/۲۶	۱۲۵/۱۴	عدد ناسلت متوسط
۰/۴۴۶	۲/۲۳۸	۱/۹۳۴	۲/۶۲	۲/۷۹۶	۳/۰۷	افت فشار (Pa)
						نسبت انتقال حرارت به افت فشار ($\frac{Nu}{\left(\Delta p / \left(\frac{1}{2} \rho u^2\right)\right)^{1/3}}$)
۱۴۷/۰۷	۱۹۷/۷۳۰	۲۰۶/۵۹۵	۱۸۴/۷۵۷	۱۷۵/۸۸۸	۱۷۱/۷۰۴	نسبت انتقال حرارت به افت فشار هندسه فین دار به بدون فین
-	۱/۳۴۴	۱/۴۰۴	۱/۲۵۶	۱/۱۹۶	۱/۱۶۷	

هندسه‌ها می‌باشد. پس از آن، هندسه دوزنقه‌ای با نسبت اضلاع $a/b=0/33$ عملکرد بهتری را داشته و همچنین ضعیف‌ترین عملکرد مربوط به هندسه مثلثی شکل است.

۵- جمع بندی

هدف از انجام این پژوهش، بررسی اثر هندسه فین‌ها بر انتقال حرارت سطح می‌باشد. برای این منظور از پنج هندسه متفاوت برای فین‌ها استفاده شده است. از مدل جریان مغشوش $k-\epsilon$ استفاده شد. نتایج به صورت خلاصه مطابق زیر است.

- در فین‌های مثلثی به دلیل وجود لبه باریک در امتداد جریان جدایش جریان بیشتر شده و باعث کاهش برخورد سیال خنک با سطح می‌شود.
- ارتفاع گردابه در فین مثلثی ۶۰ درجه نسبت به ۹۰ درجه بیشتر است. اختلاط نزدیک سطح در فین مثلثی ۶۰ درجه بیشتر از مثلث ۹۰ درجه می‌باشد.
- در فین‌ها مسطح مثل دوزنقه و مربع چون جریان موازی با سطح بالایی به بعد از فین می‌رسد، جدایش جریان آن نسبت با فین مثلثی کمتر و بنابراین اثربخشی خنک کاری آن بیشتر است.
- حرکت هوای خنک به روی سطح باعث کاهش دمای سطح می‌شود. در ناحیه گردابه‌ها، انتقال حرارت بیشتری بین سیال گرم و دیواره به وجود می‌آید. در فین‌های دوزنقه‌ای به دلیل کمتر بودن جدایش و شعاع گردابه انتقال حرارت بیشتر از فین مثلث می‌باشد.

ضریب فشار به دلیل ناحیه بازگشت به سطح دارای یک افزایش ناگهانی می‌باشد. ماکزیمم ضریب فشار را فین مثلثی زاویه ۶۰ دارد. افت فشار ناشی از فین در مربع و دوزنقه بیشترین مقدار را دارا می‌باشد. ضریب فشار در طول مسیر قبل و بعد از فین برای دو فین مثلثی کمترین مقدار است ولی برای مربع و دوزنقه‌ها تقریباً یکسان می‌باشد بنابراین افت فشار یکسانی در مسیر ایجاد می‌کند.

شکل ۱۰ تغییرات عدد ناسلت روی دیواره قبل و بعد از فین را نشان می‌دهد. به دلیل ناحیه بازگشت به سطح که تبادل حرارت بین سیال داغ نزدیک سطح و سیال خنک وجود دارد بیشترین مقدار ناسلت را دارا می‌باشد ولی بعد از ناحیه بازگشت به سطح مقدار ناسلت نزولی می‌شود و انتقال حرارت کاهش می‌یابد. فین‌های دوزنقه‌ای بیشترین مقدار ناسلت را دارد که نشانه بیشترین مقدار انتقال حرارت در طول فین می‌باشد. فین مثلثی با زاویه ۶۰ درجه نسبت به فین ۹۰ درجه ناسلت بیشتری دارد. ناسلت فین مربعی بیشترین اختلاف را بین ماکزیمم و مینیمم ناسلت دارد که نشان‌دهنده تفاوت انتقال حرارت در قبل و بعد از فین مربعی می‌باشد. لازم به ذکر است که مقدار ناسلت محلی در فواصل میان فین‌ها، از ۱۰۰ الی ۱۵۰ و در انتهای سطح، به مقدار ۱۰۰ میل می‌کند.

برای بررسی بهتر نتایج هیدرودینامیکی و حرارتی حاصل شده، نسبت انتقال حرارت به افت فشار، در جدول زیر، بررسی شده است.

مطابق جدول ۱، مشاهده می‌شود که نسبت انتقال حرارت به افت فشار بدون بعد شده، برای هندسه فین دوزنقه‌ای با نسبت اضلاع $a/b=0/33$ بیشتر از سایر

convection and analysis of the 2nd law of thermodynamics in a channel having variable cross section, in: 1st National Conference of Fluid Flow and Heat and Mass Transfer, Esfahan, 2014. (In Persian)

[6] G. Shahdadnezhad, O. Tabari, A. Bahrami, Energy loss analysis of a laminar forced convection flow in a channel having an inclined step, in: 2nd National Conference on Mechanical Systems and Industrial Innovations, Ahvaz, 2013. (In Persian)

[7] M. Shirzad, M.A. Afrooz, Numerical analysis of magnetohydrodynamic forced convection flow in a 3D channel having a step, in: 2nd International Conference on New Research Findings in Mechanics, Industry, and Aerospace, Tehran, 2016. (In Persian)

[8] P. Safaei, A.K. Mobarakeh, M.H. Navdfar, Free convection in an inclined square channel having internal insulated cavities, in: 19th Annual Mechanical Engineering Conference, Birjand, 2011. (In Persian)

[9] M. Foruzan-Nia, S.A.G. Nassab, S.B. Maisam Afroz, Numerical study of entropy generation in a turbulent forced convection flow in a channel having two inclined backward and forward step, in: 22nd Annual Mechanical Engineering Conference, Ahvaz, 2014. (In Persian)

[10] F.K. Marvasti, A. Tahavvor, Numerical Analysis of Natural Convection Heat Transfer Enhancement in a Channel with Inclined Parallel Plates, in: 1st International Conference of Applied Research in Electrical and Mechanical Engineering, Malek-Ashtar University of Technology, Tehran, 2015. (In Persian)

[11] S. mehdipour, H. Shokouhmand, M. Nikian, A. Abed, Experimental investigation of hybrid heat transfer in a cylindrical inclined channel filled with a porous media, in: National Mechanical Engineering Conference, Shiraz, 2013. (In Persian)

- ضریب فشار به دلیل ناحیه برخورد به سطح دارای یک افزایش ناگهانی می‌باشد. افت فشار ناشی از فین در مثلث بیشترین مقدار را دارا می‌باشد.
- فین‌های دوزنقه‌ای بیشترین مقدار ناسلت را دارد که نشانه بیشترین مقدار انتقال حرارت در طول فین می‌باشد. فین مثلثی با زاویه ۶۰ درجه نسبت به فین ۹۰ درجه انتقال حرارت بیشتری دارد.
- عدد ناسلت در فین مربعی، بیشترین اختلاف را بین ماکزیمم و مینییم عدد ناسلت را دارد که نشان‌دهنده تفاوت انتقال حرارت در قبل و بعد از فین مربعی می‌باشد.

منابع

- [1] F. Owliaei, N. Aminizadeh, M.A. Afroz, Numerical study of the effects of channel's inclination on flow irreversibility in natural and forced convection flows, in: Electronic Conference on New Researches in Science and Technology, 2014. (In Persian)
- [2] F. Owliaei, N. Aminizadeh, M.A. Afroz, Analysis of the 2nd Law of Thermodynamics in Natural and forced convection flow in an inclined channel having sudden expansion and contraction, in: 1st National Conference of Fluid Flow and Heat and Mass Transfer, Esfahan, 2014. (In Persian)
- [3] S. Sotoudehnia, N. Aminizadeh, M.A. Afroz, Numerical simulation of laminar forced convection flow and entropy analysis in an inclined channel using blocked off method, in: 2nd International Conference on new findings in engineering and basic Science, 2014. (In Persian)
- [4] S. Sotoudehnia, N. Aminizadeh, M.A. Afroz, Numerical study of laminar forced convection flow and irreversibility analysis in a channel having 2 sudden expansions – blocked off method, in: 1st National Conference of Fluid Flow and Heat and Mass Transfer, Esfahan, 2014. (In Persian)
- [5] S. Sotoudehnia, N. Aminizadeh, M.A. Afroz, Application of blocked off method in simulation of laminar forced

- Fluid, 15(3) (2005) 277-295.
- [21] S.M.Seyyedi, D.D.Ganji, M.Gorji, H. Bararnia, S. Soleimani, Forced convection heat transfer due to different inclination angles of splitter behind square cylinder, *Applied Mathematics and Mechanics*, 34(5) 2013.
- [22] A.D. Rayeni, S.A.G. Nassab, Analysis of combined radiation and forced convection heat transfer in 3D laminar flow over an inclined forward facing step, *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 06(01) (2016) 1-18.
- [23] T. Crittenden, S. Jha, A. Glezer, Forced convection heat transfer enhancement in heat sink channels using aeroelastically fluttering reeds, *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, (2017).
- [24] M. Cucchi, D. Fustinoni, P. Gramazio, L.P.M. Colombo, A. Niro, Heat transfer characteristics in forced convection through a rectangular channel with 60° tilted staggered ribs, *Journal of Physics: Conference Series* (2014).
- [25] K. Amghar, M.A. Louhibi, N. Salhi, M. Salhi, Numerical simulation of forced convection turbulent in a channel with transverse baffles, *JMES*, 8(4) (2017) 1417-1427.
- [26] N.A.C. Sidik, M. Khakbaz, L. Jahanshaloo, Syahrullail Samion, A.N. Darus, Simulation of forced convection in a channel with nanofluid by the lattice boltzmann method, *Nanoscale Res Lett*, (2013).
- [27] H.-C. Shin, S. Han, S.-M. Kim, Numerical study on the forced convection heat transfer of nanofluids in micro-channels, *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, 17(11) (2017) 8394-8403 .
- [28] S. Acharya, Periodically developed flow and heat transfer in a ribbed duct, *int. J. Heat and Mass Transfer* 36(8) (1993) 2069-2082.
- [12] M. Hedayati, A.A. Dehghan, Numerical study of flow patterns of natural convection in solar collectors casing having flat and corrugated collectors, in: 12th Fluid Dynamic Conference, Tehran, 2009. (In Persian)
- [13] E. Ayli, O. Bayer, S. Aradag, Experimental investigation and CFD analysis of rectangular profile fins in a square channel for forced convection regimes, *International Journal of Thermal Sciences*, 109 (2016) 279-290.
- [14] A. Boonloi, Numerical investigation on turbulent forced convection and heat transfer characteristic in a square Channel with discrete combined V-baffle and V-orifice, *Case Studies in Thermal Engineering*, 8 (2016) 226-235.
- [15] A. Dixit, A. Patil, Heat transfer characteristics of grooved fin under forced convection, *Heat Transfer Engineering*, 36(16) (2015) 1409-1416.
- [16] M.-H. Yang, R.-H. Yeh, J.-J. Hwang, Forced convective heat transfer in a channel with staggered fin array, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 25(2) (2011) 272-281.
- [17] J. Yang, M. Zeng, Q. Wang, Forced convection heat transfer enhancement by porous pin fins in rectangular channels, *Journal of Heat Transfer*, 132(5) (2010) 0517-02.
- [18] M.-H. Yang, R.-H. Yeh, J.J. Hwang, Forced convection in a channel with transverse fins, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 22(3) (2012) 306-322.
- [19] G. Tanda, R. Abram, Forced convection heat transfer in channels with rib turbulators inclined at 45 deg, *Journal of Turbomachinery*, 131(2) (2009) 12-21.
- [20] B.A.K. Abu-Hijleh, Fin placement for optimal forced convection heat transfer from a cylinder in cross-flow, *International Journal of Numerical Methods for Heat &*

