



Experimental Study of Fluid Flow and Heat Transfer of Al_2O_3 -Water Nanofluid in Helically Coiled Micro-Finned Tubes

M. Dastmalchi, G.A. Sheikhzadeh*, A. Arefmanesh*

Department of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran

Review History:

Received: 27/01/2018
Revised: 01/04/2018
Accepted: 20/05/2018
Available Online: 29/05/2018

Keywords:

Micro-finned tube
Nanofluid
Helically coiled tube
Wilson plot method
Heat transfer

ABSTRACT: In this study, inactive methods of enhancing heat transfer in the shell and tube heat exchangers, such as using smooth and micro-fins helically coiled tubes, and employing nanofluids as the working fluid, are investigated experimentally. A number of experiments are carried out for the flow of the Al_2O_3 -water nanofluid in a shell and tube heat exchangers with helically coiled smooth as well as micro-finned tubes, and the pressure drop and the heat transfer coefficient are measured. The experiments are conducted for the Dean number ranging from 500 to 4000, for the fin helix angle between 18 and 25°, and for the nanofluid volume fractions of 0, 0.5 and 1%. The average heat transfer coefficients of the tube side of heat exchangers in each case is calculated using the Wilson plot method. Empirical correlations are proposed for the heat transfer coefficient of the nanofluid following through the tube-side of the heat exchanger in terms of the Dean number, the fin helix angle, the fin height and the volume fraction of the nanofluid. Based on the experimental results, using micro-finned coiled tubes together with increasing the micro-fin helix angle and employing nanofluid enhance the heat transfer while increasing the pressure drop through the heat exchanger.

1. INTRODUCTION

Different methods are available to enhance the heat transfer performance of shell and tube heat exchangers. Adding nanoparticles to the working fluid, i.e., employing nanofluid as the working fluid, using tubes with internal micro-fins, employing helically coiled tubes, as well as various combination of these techniques are among the passive method of improving the heat transfer performance of the heat exchangers.

There are a number of recent experimental studies devoted to the single-phase fluid flow through the micro-finned tubes [1-8]. A comprehensive literature survey on the thermal-hydraulic characteristic of the fluid flow and heat transfer inside pipes have been conducted by Ji et al. [9]. They observed that, among the considered enhanced tubes, the tube with internal micro-fins yielded the best thermal-hydraulic performance.

The helically coiled tubes are frequently employed in the shell and tube heat exchangers to make them compact and to enhance their performance. There are some experimental and numerical studies concerning the fluid flow and heat transfer of the shell and tube heat exchanger with the smooth and helical coiled tubes [10-12]. However, a comprehensive literature review, reveals that there is very little if any study devoted to investigating the pressure drop and the heat transfer coefficients of this class of heat exchangers with the coiled tubes having internal micro-fins. Therefore, the present experimental investigation is concerned with studying the developing fluid flow and heat transfer of Al_2O_3 -water

nanofluid inside the coiled tubes of the shell and tube heat exchangers with internal micro-fins.

2. THE NANOFLUID THERMOPHYSICAL PROPERTIES

In this study, the Al_2O_3 water nanofluid is employed as the working fluid. The results of the measurements of the thermal conductivity and the viscosity of the nanofluid are presented in Figs. 1(a) and 1(b), respectively.

3. EXPERIMENTAL EQUIPMENT

The test section of the experimental apparatuses employed in this study is a shell and coiled tube, a counter flow heat

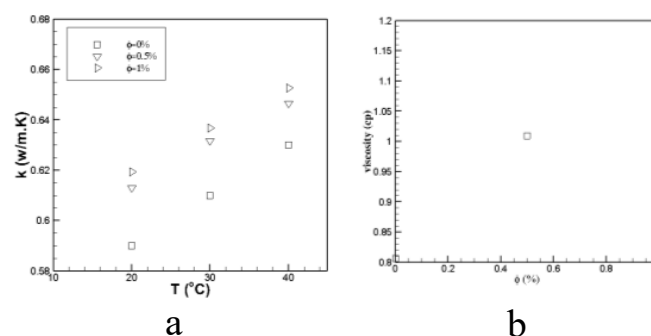


Fig. 1: Thermal conductivity and the viscosity of the Al_2O_3 -water nanofluid for the different volume fraction of the nanofluid at different temperatures. (a) thermal conductivity (b) viscosity

*Corresponding author's email: sheikhz@kashanu.ac.ir



Table 1: Characteristics of the coiled tubes employed in the experiments

Coiled tube number	Number of coils	Coil pitch (mm)	Coil diameter (mm)	Helix angle	Tube length (m)
1	12	15	104	smooth	4.25
2	12	15	108	18	4.35
3	12	15	105	25	4.30
4	21.5	15	61	smooth	4.30
5	21.5	15	63	18	4.35
6	21.5	15	65	25	4.35

exchanger. The heated working fluid (nanofluid) flow inside the coiled tubes while losing heat to the cool distilled water which flows inside the shell. The shell is made of Plexiglas. Three types of coiled tube namely one smooth and two helically micro-fined tubes are employed in this study.

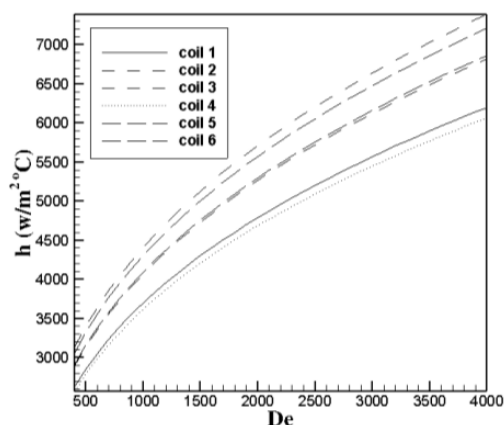
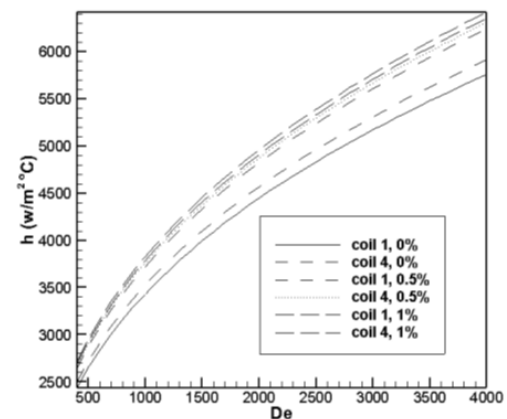
4. EXPERIMENTAL PROCEDURE

Six different coiled tubes are employed in the experiments whose characteristics are given in Table 1. Subsequent to starting the experimental apparatus and reaching the steady state condition, the temperature and the pressure difference at the inlet and the outlet of the tube are measured and recorded every five minutes. For each coiled tube and for a fixed volume fraction of the nanoparticles, experiments are carried out for 10 to 15 different mass flow rates of the nanofluid between 0.1 to 2.5 lit/min. Moreover, three different volume fractions of the nanoparticles, namely 0, 0.5 and 1%, are employed in the experiments. The experiments are conducted for Reynolds number of the fluid flow inside the tube between 300 to 6500 and the Dean number ranging from 500 to 4000.

The Wilson plot method, which is based on utilizing the temperature difference between the inlet and the outlet temperature of the fluid inside the tube, is employed to calculate the heat transfer coefficient [13].

5. RESULTS AND DISCUSSION

The heat transfer coefficient of the coiled tube side with respect to the Dean number for the six different coiled tubes of Table 1 is presented in Fig. 2. As it is observed from this

**Fig. 2: Variation of the heat transfer coefficient with respect to De for the six considered coiled tube****Fig. 3: Variation of the heat transfer coefficient with respect to De for the coiled tube No.1 and No.4. for the different volume fraction of the nanoparticles**

figure, the heat transfer coefficient increases with increasing the Dean number (De). Moreover, for a constant De, it increases with increasing the micro-fin helix angle. Variation of the heat transfer coefficient with respect to De for the coiled tube No.1 and No.4 and for the volume fraction of the nanoparticles equal to 0, 0.5 and 1% are shown in Fig. 3. The results show that, for a constant De, the heat transfer coefficient increases with increasing the nanofluid volume fraction for the considered cases.

6. CONCLUSIONS

The fluid flow and heat transfer of the Al_2O_3 -water nanofluid inside various smooth and micro-fined coiled tubes of a shell and tube heat exchanger are studied experimentally. The results show that using micro-fined tubes and increasing micro-fin helix angle result in the heat transfer enhancement through the heat exchanger.

REFERENCES

- [1] X.W. Li, J.A. Meng, Z.X. Li, Experimental study of single-phase pressure drop and heat transfer in a micro-fin tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(2) (2007) 641-648.
- [2] H.M.M. Afroz, A. Miyara, Friction factor correlation and pressure loss of single-phase flow inside herringbone microfin tubes, *International Journal of Refrigeration*, 30(7) (2007) 1187-1194.

- [3] G.J. Zdaniuk, L.M. Chamra, P.J. Mago, Experimental determination of heat transfer and friction in helically-finned tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(3) (2008) 761-775.
- [4] M. Siddique, M. Alhazmy, Experimental study of turbulent single-phase flow and heat transfer inside a micro-finned tube, *International Journal of Refrigeration*, 31(2) (2008) 234-241.
- [5] A. Celen, A.S. Dalkilic, S. Wongwises, Experimental analysis of the single phase pressure drop characteristics of smooth and microfin tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 46 (2013) 58-66.
- [6] M.A. Akhavan-Behabadi, F. Hekmatipour, S.M. Mirhabibi, B. Sajadi, An empirical study on heat transfer and pressure drop properties of heat transfer oil-copper oxide nanofluid in microfin tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57 (2014) 150-156.
- [7] M.M. Derakhshan, M.A. Akhavan-Behabadi, S.G. Mohseni, Experiments on mixed convection heat transfer and performance evaluation of MWCNT–Oil nanofluid flow in horizontal and vertical microfin tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 61 (2015) 241-248.
- [8] F. Hekmatipour, M.A. Akhavan-Behabadi, B. Sajadi, Combined free and forced convection heat transfer of the copper oxide-heat transfer oil (CuO-HTO) nanofluid inside horizontal tubes under constant wall temperature, *Applied Thermal Engineering*, 100 (2016) 621-627.
- [9] W.T. Ji, A.M. Jacobi, Y.L. He, W.Q. Tao, Summary and evaluation on single-phase heat transfer enhancement techniques of liquid laminar and turbulent pipe flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88 (2015) 735-754.
- [10] S.M. Hashemi, M.A. Akhavan-Behabadi, An empirical study on heat transfer and pressure drop characteristics of CuO–base oil nanofluid flow in a horizontal helically coiled tube under constant heat flux, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(1) (2012) 144-151.
- [11] H. Bahremand, A. Abbassi, M. Saffar-Avval, Experimental and numerical investigation of turbulent nanofluid flow in helically coiled tubes under constant wall heat flux using Eulerian–Lagrangian approach, *Powder Technology*, 269 (2015) 93-100.
- [12] M. Rakhsha, F. Akbaridoust, A. Abbassi, S.-A. Majid, Experimental and numerical investigations of turbulent forced convection flow of nano-fluid in helical coiled tubes at constant surface temperature, *Powder Technology*, 283 (2015) 178-189.
- [13] J. Fernández-Seara, F.J. Uhía, J. Sieres, A. Campo, A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices, *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18) (2007) 2745-2757.



مطالعه تجربی انتقال حرارت جریان نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم در لوله‌های مارپیچ میکروفین‌دار

مجید دستمالچی، قنبرعلی شیخ‌زاده*، علی عارف منش

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶/۱۱/۰۷

بازنگری: ۱۳۹۷/۰۱/۱۲

پذیرش: ۱۳۹۷/۰۲/۳۰

ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۳/۰۸

کلمات کلیدی:

مطالعه تجربی

لوله میکروفین‌دار داخلی

لوله کوئل شده،

روش ویلسون پلات

انتقال حرارت، افت فشار

خلاصه: بهبود انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در مقاله حاضر، روش‌های غیرفعال بهبود انتقال حرارت با استفاده از لوله‌های مارپیچ میکروفین‌دار و نانوسیال به صورت تجربی مطالعه شده است. در این کار تجربی جریان سیال و انتقال حرارت نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم برای کسر حجمی‌های ۰، ۵، ۱۰ و ۱ در لوله میکروفین‌دار مارپیچ شده با دو قطر متفاوت کوئل مارپیچ و دو زاویه مارپیچ میکروفین ۱۸ و ۲۵ درجه در یک مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ برای عدد دین در محدوده ۵۰۰ تا ۴۰۰۰ مطالعه شده است. ضریب انتقال حرارت سمت لوله مارپیچ با استفاده از روش ویلسون پلات اندازه‌گیری شده است. روابط تجربی نیز بر اساس نتایج بدست آمده بر حسب عدد دین، زاویه مارپیچ، ارتفاع فین و کسر حجمی نانوسیال ارائه شده‌اند. بر اساس نتایج تجربی با میکروفین‌دار کردن لوله مارپیچ و افزایش زاویه میکروفین و استفاده از نانوسیال انتقال حرارت و افت فشار افزایش می‌یابد.

۱- مقدمه

یکی از راهکارهای افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی استفاده از لوله میکروفین‌دار داخلی است. در سال‌های اخیر استفاده از لوله‌های میکروفین‌دار در صنایع حرارتی مورد توجه قرار گرفته است و در همین راستا محققان به بررسی جنبه‌های مختلف عملکرد این‌گونه لوله‌ها پرداخته‌اند. لوله میکروفین‌دار باعث افزایش ۵۰ تا ۱۰۰ درصدی انتقال حرارت حین تبخیر یا چگالش سیال می‌شود. لوله‌های میکروفین‌دار معمولاً در سیستم‌هایی به کار می‌رود که سیال تمیز در آن‌ها جریان داشته باشد. تاکنون مطالعات زیادی در این زمینه انجام شده است.

ضریب اصطکاک و انتقال حرارت جریان آب در چند نوع لوله میکروفین‌دار در اعداد رینولدز و پرانتل مختلف توسط هان و لی [۱] در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای به صورت تجربی بررسی شد. لوله میکروفین‌دار مورد آزمایش آن‌ها دارای ۶۰ فین مارپیچی با زاویه

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: sheikhz@kashanu.ac.ir

۹/۲ تا ۲۵/۲ درجه و ارتفاع فین بین ۰/۱۲ تا ۰/۱۵ میلی‌متر بود. آن‌ها دریافتند که ضریب اصطکاک لوله‌های میکروفین‌دار همانند لوله‌های زبر در اعداد رینولدز بالا به یک مقدار ثابت نمی‌رسد. آن‌ها نتیجه‌گیری کردند که لوله‌هایی با بیشترین زبری نسبی و کمترین زاویه مارپیچ، عملکرد بهتری برای انتقال حرارت دارند. نافون و سریرومرولن [۲] افزایش انتقال حرارت و ضریب اصطکاک را برای لوله‌های میکروفین‌دار با سیم کوئل شده و بدون سیم کوئل شده در یک مبدل دو لوله‌ای به صورت تجربی مطالعه کردند. آن‌ها نتایج لوله میکروفین‌دار با سیم کوئل شده را با لوله میکروفین‌دار بدون سیم کوئل شده مقایسه کردند و به این نتیجه رسیدند که سیم کوئل شده اثر مهمی در افزایش انتقال حرارت داشته ضمن اینکه ضریب اصطکاک را نیز افزایش می‌دهد. لی و همکاران [۳] ضریب اصطکاک و انتقال حرارت برای جریان آب و روغن در یک مبدل دو لوله‌ای با لوله میکروفین‌دار را به صورت تجربی مطالعه کردند. آن‌ها مشاهده کردند که برای اعداد رینولدز بالاتر از ۳۰۰۰۰، انتقال حرارت به دو برابر



آنچه در لوله‌های ساده مشابه رخ می‌دهد، می‌رسد. رینولدز بحرانی برای سیالات با پرانتل پایین، مانند آب در حدود ۱۰۰۰۰ می‌باشد. در حالی‌که رینولدز بحرانی برای سیالات با پرانتل بالا مانند روغن‌ها در حدود ۶۰۰۰ است. همچنین ضریب اصطکاک لوله میکروفین‌دار نیز برای اعداد رینولدز کوچکتر از مقدار بحرانی، مانند لوله‌های ساده است، اما برای اعداد رینولدز بالاتر از ۳۰۰۰۰، ۴۰ تا ۵۰ درصد لوله ساده است. رفتار ضریب اصطکاک در لوله‌های میکروفین‌دار حتی در رینولدز بزرگتر از ۹۰۰۰۰ مانند لوله‌های کاملاً زبر نیست. ضریب اصطکاک و انتقال حرارت برای چندین نوع لوله فین‌دار مارپیچی و ساده برای زاویه مارپیچ، تعداد فین‌ها و نسبت ارتفاع به قطرهای مختلف به صورت تجربی در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای برای اعداد رینولدز در محدوده ۱۲۰۰ تا ۶۰۰۰۰ به صورت تجربی توسط دانیوک و همکاران [۴] مطالعه شده است. لوله‌های فین‌دار مورد استفاده در کار آن‌ها دارای زاویه مارپیچ ۲۵ تا ۴۸ درجه، تعداد فین بین ۱۰ تا ۴۵ و نسبت ارتفاع فین به قطر (e/D) بین ۰/۱۹۹ و ۰/۳۲۷ هستند. آن‌ها دریافتند که لوله میکروفین‌دار با تعداد فین ۴۵، زاویه مارپیچ ۴۸ درجه و $e/D=0/244$ ، مناسب‌ترین لوله میکروفین‌دار به دلیل انتقال حرارت بالا و ضریب اصطکاک متوسط در تمام اعداد رینولدز است. صدیق و الحزمی [۵] انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در لوله‌های میکروفین‌دار در یک مبدل دو لوله‌ای را به صورت تجربی مطالعه کردند. در مطالعه آن‌ها، قطر اسمی لوله ۷/۳۸ میلی‌متر، ارتفاع فین ۰/۲۰ میلی‌متر، زاویه مارپیچ ۱۸ درجه و تعداد فین‌ها ۵۰ بوده است. آن‌ها دریافتند که رابطه چپو و همکاران تقریب خوبی برای پیش‌بینی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در محدوده آزمایش‌های آن‌ها می‌باشد؛ در حالی‌که رابطه الفهد و همکاران [۶] تنها در محدوده میانی اعداد رینولدز با نتایج آن‌ها مطابقت داشته و رابطه کوپتی و همکاران [۷] در کل محدوده اعداد رینولدز تطابق خوبی با نتایج آن‌ها ندارد. آن‌ها همچنین افزایش قابل توجهی به دلیل استفاده از میکروفین در انتقال حرارت و ضریب اصطکاک مشاهده کردند. تا جایی‌که به ضریب اصطکاک مربوط می‌شود، آن‌ها مشاهده کردند که برای اعداد رینولدز کوچکتر از ۶۰۰۰ مقدارش کاهش یافته و برای اعداد رینولدز در محدوده ۶۰۰۰ تا ۱۱۸۰۰ مقدار آن تقریباً ثابت ماند و برای اعداد رینولدز بزرگتر از ۱۱۸۰۰ نسبت به لوله ساده افزایش می‌یابد. آن‌ها همچنین اظهار کردند که می‌توان روابط گنلیسکی و

هالند [۸] را با تقریب خوبی برای محاسبه ضریب اصطکاک و عدد ناسلت در محدوده اعداد رینولدز مورد مطالعه بکار برد. دانویک و همکاران [۹] با استفاده از الگوریتم ژنتیک یک رابطه تجربی برای انتقال حرارت برای داده‌های آزمایشگاهی ارائه کردند. آن‌ها نتیجه‌گیری کردند که دقت رابطه آن‌ها بهتر از رابطه قانون توانی و کمی پایین‌تر از دقت شبکه عصبی است. بحارادواج و همکاران [۱۰] به صورت تجربی افت فشار و انتقال حرارت را در یک لوله میکروفین‌دار با قطر داخلی ۱۴/۸۰۸ میلی‌متر، زاویه مارپیچ فین ۲۳ درجه و ارتفاع فین ۰/۳۰۴۸ میلی‌متر شامل ۷۵ میکروفین با و بدون نوار پیچشی اندازه‌گیری کردند. آن‌ها اشاره کردند که با توان پمپاژ ثابت، لوله‌های میکروفین‌دار در مقایسه با لوله‌های ساده بدون نوار پیچشی، افزایش ۴۰ درصدی انتقال حرارت برای جریان آرام و ۱۴۰ درصدی انتقال حرارت برای جریان درهم را نشان می‌دهند. در هر صورت تناقضاتی بین نتایج بحارادواج و همکاران [۱۰] و لی و همکاران [۳] وجود دارد. همچنین برخی از نتایج آن‌ها جای تامل بیشتری دارد و رفع ابهامات در زمینه انتقال حرارت و جریان سیال در لوله‌های میکروفین‌دار نیازمند مطالعات بیشتر عددی و تجربی است. اگر و همکاران [۱۱] انتقال حرارت و افت فشار برای دو نوع لوله میکروفین‌دار با تعداد فین‌های ۱۰ و ۳۰ را به صورت عددی مطالعه کردند. مدل‌سازی عددی آن‌ها به صورت دوبعدی و آشفته در حالت پایا انجام شد. آن‌ها نتایج حاصل از کار عددی خود را با داده‌های تجربی ژانیوک و همکاران مقایسه کرده و مشاهده کردند که نتایج حاصل از حل دینامیک سیالات محاسباتی داده‌های آزمایشگاهی را با دقت بهتری نسبت به معادله بلازیوس پیش‌بینی می‌کند. آن‌ها همچنین اشاره کردند که برای تحلیل بهتر اختلاف بین نتایج عددی و کارهای تجربی، کارهای عددی بیشتری برای محدوده وسیعی از پارامترهای هندسی مورد نیاز است. جاسینکسی [۱۲] انتقال حرارت و افت فشار جریان سیال آشفته در لوله‌های میکروفین‌دار را در حالت سه‌بعدی به صورت عددی مطالعه کرد. وی اثر زاویه مارپیچ را بین ۱۰ تا ۹۰ درجه مورد مطالعه قرار داد. وی همچنین برای بررسی صحت نتایج عددی یک آزمایش تجربی نیز انجام داد و نتایج عددی را با نتایج تجربی برای زاویه مارپیچ ۳۰ درجه مقایسه کرد. او به این نتیجه رسید که برای زوایای مارپیچ ۲۰، ۳۰، ۴۰، ۵۰ و ۹۰ درجه در محدوده اعداد رینولدز بین ۱۰۰۰ و ۴۰۰۰ شاخص راندمان بزرگتر

از واحد است، ولی برای زاویه مارپیچ ۷۰ درجه در محدوده وسیعتری از اعداد رینولدز بین ۳۰۰۰ و ۹۶۰۰۰ شاخص راندمان بزرگتر از یک می‌باشد. اخوان و همکاران [۱۳] انتقال حرارت و افت فشار جریان روغن-اکسید مس در لوله میکروفین‌دار را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها جریان مورد مطالعه را آرام و دمای دیوار لوله را دما ثابت در نظر گرفتند. آن‌ها افزایش حداکثر ۲۳۰ درصدی را برای انتقال حرارت مشاهده کردند. سلن و همکاران [۱۴] افت فشار نانوسیال آب-اکسید تیتانیوم را در لوله‌های میکروفین‌دار و لوله ساده به صورت تجربی در یک مبدل حرارتی دولوله‌ای مطالعه کردند. آن‌ها نتایج بدست آمده را با روابط ارائه شده توسط دیگر محققان مقایسه کردند و به این نتیجه رسیدند که روابط ارائه شده توسط دیگر محققان با نتایج تجربی بدست آمده در تناقض می‌باشد. در یک پژوهش دیگر سلن و همکاران [۱۵] افت فشار جریان نانوسیال آب-اکسید تیتانیوم را در لوله میکروفین‌دار به صورت عددی مطالعه کردند. این محققان نتایج خود را تنها برای یک نوع لوله میکروفین‌دار ارائه کردند. درخشان و همکاران [۱۶] انتقال حرارت جابجایی ترکیبی نانوسیال روغن انتقال‌دهنده حرارت-نانولوله‌های کربنی با درصد کسر حجمی‌های بین ۰/۵ تا ۰/۱ را در لوله‌های ساده و میکروفین‌دار به صورت تجربی مطالعه کردند. نتایج آزمایش‌های آن‌ها نشان داد که در یک گراف ثابت ضریب انتقال حرارت با افزایش کسر حجمی نانوذرات با شیب ملایم افزایش می‌یابد. آن‌ها همچنین عملکرد افزایش انتقال در صورت استفاده از نانوسیال و لوله میکروفین‌دار را مقایسه کردند و به این نتیجه رسیدند که استفاده از نانوسیال راه موثرتری برای افزایش انتقال حرارت نسبت به افزایش افت فشار است. جی و همکاران [۱۷] مطالعه‌ای مروری بر روی روش‌های مختلف افزایش انتقال حرارت در لوله‌ها شامل بکارگیری میکروفین داخلی، نوار پیچشی، کنگره، ایجاد فرورفتگی در لوله و ترکیب این روش‌ها انجام دادند. نتایج مطالعات آن‌ها نشان داد که از میان روش‌های اشاره شده میکروفین‌دار کردن لوله‌ها موثرترین راه برای بهبود عملکرد گرمایی و هیدرولیکی و افزایش انتقال حرارت می‌باشد. هی و همکاران [۱۸] انتقال حرارت جابجایی اجباری مایع یونی به عنوان سیالی جدید برای انتقال حرارت را در لوله ساده و میکروفین‌دار برای جریان آرام و رینولدزهای زیر ۶۰۰ به صورت تجربی مطالعه کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که ضریب اصطکاک و عدد ناسلت در جریان آرام

مایع یونی در لوله میکروفین‌دار به ترتیب ۵/۶ درصد و ۵/۴-۱۱/۳ درصد بیشتر از لوله ساده است. حکمتی‌پور و همکاران [۱۹] انتقال حرارت ترکیبی جابجایی اجباری و جابجایی آزاد نانوسیال روغن-اکسید مس را در یک لوله به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. بر اساس نتایج آن‌ها، اضافه کردن نانوذرات در جریان سیال داخل لوله ساده، تا ۱۶٪ انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. در مورد لوله میکروفین‌دار، استفاده از نانوسیال با کسر جرمی ۱/۵٪ در عدد رینولدسون ۰/۷ میزان انتقال حرارت را تا ۲۲٪ نسبت به سیال پایه افزایش می‌دهد. آن‌ها همچنین شاخص راندمان را اندازه‌گیری کردند و مشاهده کردند که عمدتاً بالای ۱ هستند.

لوله‌های کوئل شده به دلیل اشغال فضای کمتر، بویژه در مبدل‌های حرارتی فشرده کاربرد دارند. تا آنجاکه به این دسته از لوله‌ها مربوط می‌شود، کو [۲۰] با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک و تولید آنتروپی، حالت بهینه نسبت انحنای یک کوئل مارپیچ برای جریان آرام تحت شار حرارتی را ثابت به دست آورد و نسبت بهینه شعاع کوئل به شعاع لوله را ارائه کرد. شکوهمند و سلیم‌پور [۲۱] جریان کاملاً توسعه یافته آرام داخل لوله‌های مارپیچ با شرایط مرزی دما ثابت را به صورت تحلیلی مطالعه کردند. آن‌ها اثرات نسبت انحنا و خواص سیال (آب و هوا) را بر روی عدد رینولدز بهینه و بر اساس کمینه کردن تولید آنتروپی، مورد مطالعه قرار دادند. جایاکومار و همکاران [۲۲] انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی با لوله‌کوئل شده را به صورت تجربی و عددی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها برای شبیه‌سازی عددی از نرم‌افزار فلوئنت و برای تولید شبکه از گمبیت استفاده کردند، ضمن اینکه، از مدل کا-اُپسیلون^۱ برای شبیه‌سازی جریان آشسته استفاده کردند. آن‌ها همچنین انتقال حرارت مبدل حرارتی را برای سه حالت شار حرارتی ثابت، دما ثابت و ضریب انتقال حرارت بیرونی ثابت مقایسه کردند و به این نتیجه رسیدند که حالت شار حرارتی ثابت نزدیکترین تقریب برای یک مبدل حرارتی است. شکوهمند و سلیم‌پور [۲۳] و سلیم‌پور [۲۴] ضریب انتقال حرارت مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ را به صورت تجربی و با استفاده از روش ویلسون پلات اندازه گرفتند. سلیم‌پور سه نوع لوله مارپیچ با جریان موازی و مخالف را مورد آزمایش قرار داد و روابط تجربی برای ضریب انتقال حرارت سمت پوسته و لوله ارائه کرد. او نشان داد

که ضریب انتقال حرارت سمت پوسته با افزایش گام کوئل افزایش می‌یابد. قربانی و همکاران [۲۵] انتقال حرارت جابجایی ترکیبی را در یک مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ برای دو جریان آرام و درهم به صورت تجربی مطالعه کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که اثر قطر لوله بر ضریب انتقال حرارت سمت پوسته قابل چشم‌پوشی است. همچنین ضریب انتقال حرارت سمت پوسته با افزایش گام کوئل افزایش می‌یابد. فکور پاکدامن و همکاران [۲۶] به صورت تجربی افت فشار جریان آرام نانوسیال داخل لوله کوئل شده مارپیچ را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که استفاده از لوله کوئل شده ممکن است افت فشار را نسبت به لوله مستقیم تا ۲/۵ برابر افزایش دهد. بهره‌مند و همکاران [۲۷] به مطالعه انتقال حرارت و افت فشار جریان آشفته نانوسیال آب-نقره در لوله کوئل شده به صورت تجربی و عددی پرداختند. مدل‌سازی عددی آن‌ها توسط دیدگاه دوفازی اوپلری-لاگرانژی و همچنین تک‌فازی همگن همراه با مدل آشفستگی کا-اپسیلون آر.ان.جی^۱ با استفاده از نرم افزار انسیس^۲ برای لوله با شار حرارتی ثابت انجام شده است. نتایج عددی نشان می‌دهد که دیدگاه دوفازی نتایج دقیق‌تری را نسبت به مدل همگن پیش‌بینی می‌کند. نتایج آن‌ها نشان داده است که نانوذرات سرعت محوری و انرژی جنبشی آشفستگی را به طور قابل ملاحظه‌ای تغییر نمی‌دهند، در حالی که ذرات در ابعاد میکرو سرعت محوری متوسط و اغتشاش را افزایش می‌دهند؛ ضمن اینکه استفاده از سیال پایه در لوله با نسبت انحنای بیشتر در مقایسه با استفاده از نانوسیال در لوله ساده انتقال حرارت را به طور موثرتری افزایش می‌دهد. علیمردی و ویسه [۲۸] انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ را به صورت عددی و تجربی مطالعه کردند. آن‌ها اثر خواص فیزیکی سیال و ویژگی‌های هندسی لوله کوئل شده شامل گام، قطر لوله و قطر ورودی پوسته و همچنین، ارتفاع کوئل و پوسته، و فاصله بین ورودی‌ها و خروجی‌ها را بر عدد ناسلت دو طرف مورد مطالعه قرار دادند. بهره‌مند و همکاران [۲۷]، هاشمی و اخوان بهابادی [۲۹] و رخشا و همکاران [۲۷، ۲۹، ۳۰] انتقال حرارت و افت فشار نانوسیال را در لوله کوئل شده و مستقیم مطالعه کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از لوله کوئل شده نسبت به لوله مستقیم در مقایسه با استفاده از نانوسیال نسبت به سیال پایه در لوله مستقیم ضریب عملکرد بهتری را

1 RNG k-ε
2 ANSYS CFX

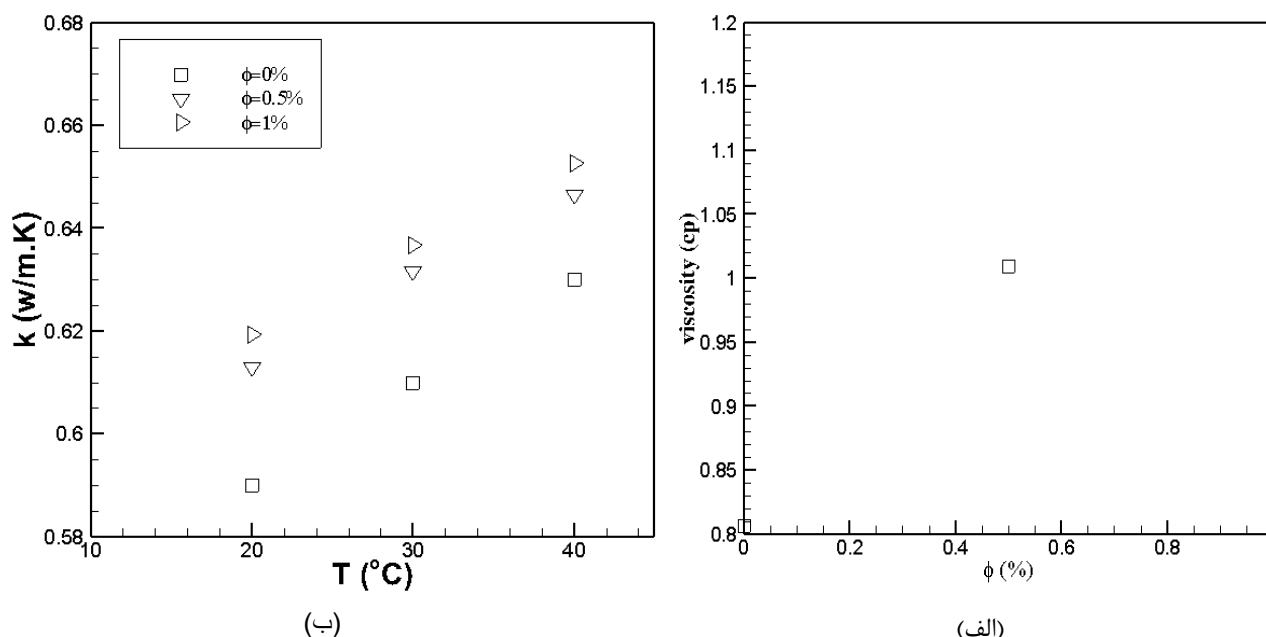
بدست می‌دهد. خوشوقت علی‌آبادی [۳۱] و سیرینیواس [۳۲] انتقال حرارت نانوسیال در مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ را مورد مطالعه قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که استفاده از نانوسیال عملکرد گرمایی مبدل حرارتی را بهبود می‌بخشد. راینری و همکاران [۳۳] افزایش انتقال حرارت در لوله شیار دار^۳ کوئل شده را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که برای مقادیر کم عدد دین^۴، $Re(d/D)^{0.5}$ ، افزایش انتقال حرارت برای لوله کوئل شده صاف و شیاردار تقریباً یکسان است ولی برای مقادیر بیشتر عدد دین شیارها باعث افزایش انتقال حرارت می‌شوند. محمودی و همکاران [۳۴] انتقال حرارت جابجایی اجباری جریان نانوسیال آب-اکسید تیتانیوم را در لوله مارپیچ به صورت تجربی و عددی مطالعه کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که استفاده از نانوسیال با کسر حجمی ۰/۰۵، می‌تواند انتقال حرارت را تا ۳۰٪ افزایش دهد، ضمن اینکه، افزایش نسبت انحنا نیز در عدد رینولدز ثابت باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود. تا آنجاکه به لوله‌های میکروفین دار کوئل شده مربوط می‌شود، لی و همکاران [۳۵] افزایش انتقال حرارت لوله میکروفین دار کوئل شده را در دو رژیم جریان آرام و درهم به صوت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها مشاهده کردند که افزایش انتقال حرارت برای دو نوع لوله میکروفین دار ۷۱٪ و ۱۰۳٪ است در حالی که افزایش افت فشار برای آن‌ها ترتیب، ۹۰٪ و ۱۴۰٪ می‌باشد.

با توجه به مرور انجام شده مطالعات تجربی زیادی در مورد جریان سیال تک‌فاز در لوله‌های میکروفین دار انجام شده است و محققان افزایش انتقال حرارت و افت فشار را اندازه‌گیری کرده و به صورت روابطی ارائه داده‌اند. بر خلاف مطالعات تجربی، مطالعات عددی محدودی در مورد لوله‌های میکروفین دار کوئل شده ارائه شده است. بنابراین در این مقاله ضریب انتقال حرارت و افت فشار جریان نانوسیال آب اکسید آلومینیوم در لوله مارپیچ میکروفین دار اندازه‌گیری و محاسبه شده و با لوله ساده مقایسه می‌شود.

۲- اندازه‌گیری تجربی خواص نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم

نانوسیال مورد استفاده در این مطالعه تجربی آب-اکسید آلومینیوم است. قبل از انجام آزمایش‌ها، ضریب هدایت حرارتی و لزجت این نانوسیال در کسرهای حجمی مختلف اندازه‌گیری می‌شود.

3 Corrugation
4 Dean number



شکل ۱: نمودار تجربی لزجت بر حسب کسر حجمی در دمای ۲۷ و ضریب هدایت بر حسب دما در کسرهای حجمی مختلف برای نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم (الف) لزجت بر حسب کسر حجمی (ب) ضریب هدایت حرارتی بر حسب دما در کسرهای حجمی مختلف.

Fig. 1: Experimental data of viscosity vs volume fraction fraction at 27 and thermal conductivity at different volume fractions for aluminum oxide-water nanofluids (a) viscosity vs volume fraction (b) Thermal conductivity at different volume fractions

شده‌اند. بخشی که در آن آزمایش انجام می‌شود یک مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ است که در آن هردو نوع لوله ساده و میکروفرین دار آزمایش می‌شوند. دستگاه آزمایش دارای دو مسیر جریان گرم و سرد است. مسیر جریان گرم شامل لوله مارپیچ بوده که توسط جریان سرد داخل پوسته خنک می‌شود. جریان در مسیر گرم پس از حرارت دیدن در آب گرمکن برقی، توسط پمپ از دبی‌سنج و شیر کنترل دبی عبور کرده و وارد لوله مبدل حرارتی می‌شود. دما و اختلاف فشار در ورودی و خروجی لوله مبدل حرارتی، به ترتیب، توسط حسگر دما و فشارسنج اندازه‌گیری می‌شود. جریان خروجی لوله پس از عبور از فیلتر و مخزن هواگیری، وارد لوله مارپیچ آب گرمکن برقی می‌شود. در مسیر سرد نیز، جریان پس از عبور از فیلتر، دبی‌سنج و شیر کنترل دبی، وارد پوسته می‌شود. دمای ورودی و خروجی پوسته توسط حسگر دما اندازه‌گیری می‌شود.

مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ با استفاده از دو نوع لوله ساده و میکروفرین دار ساخته شده و مورد آزمایش قرار می‌گیرد. جریان سرد و گرم در مبدل غیرهمسو هستند. پوسته مبدل حرارتی به صورت استوانه شفاف دوجداره و از جنس پلکسی گلاس ساخته شده است. نقشه شماتیک مبدل حرارتی در شکل ۳ نشان داده شده است. برای

برای اندازه‌گیری تقریبی اندازه نانوذرات، پودر نانوذرات تحت آزمایش پراش اشعه ایکس^۱ قرار می‌گیرد. با توجه به رابطه شرر [۳۶] می‌توان دریافت که هرچه اندازه ذرات ماده کوچک‌تر باشد، پهنا در نصف مقدار بیشینه^۲ بزرگتر است، یعنی پیک پهن‌تر و شدت آن کمتر است، به عبارت دیگر پیک نانوذرات در مقایسه با مواد معمولی شدت کمتر و پهنای بیش‌تری دارند. اندازه نانوذرات مورد استفاده در این تحقیق با توجه رابطه شرر، ۱۰ نانومتر است.

ضریب هدایت حرارتی و لزجت نانوسیال به ترتیب توسط هدایت سنج حرارتی کادی^۳ و ویسکومتر بروکفیلد اندازه‌گیری می‌شود. در شکل ۱ نتایج اندازه‌گیری لزجت بر حسب کسر حجمی نانوذرات و ضریب هدایت حرارتی نانوسیال بر حسب دما و کسر حجمی نانوذرات نشان داده شده‌اند.

۳- شرح دستگاه آزمایش

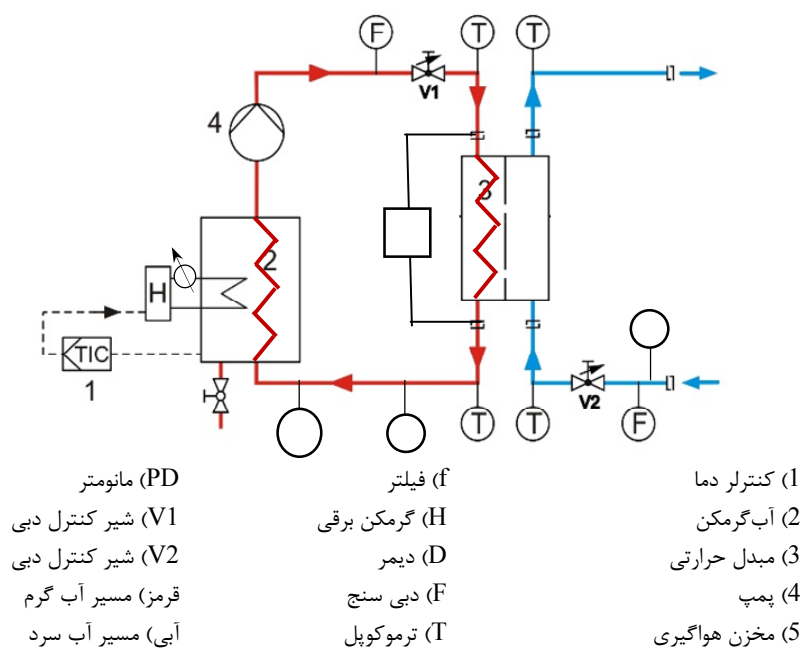
در شکل ۲ تصویر دستگاه آزمایش و نمای شماتیک آن نشان داده

- 1 X-Ray Diffraction (XRD)
- 2 Full Width at Half Maximum (FWHM)
- 3 KD2

(الف)



(ب)



شکل ۲: دستگاه آزمایش (الف) تصویر دستگاه، (ب) نمای شماتیک دستگاه آزمایش

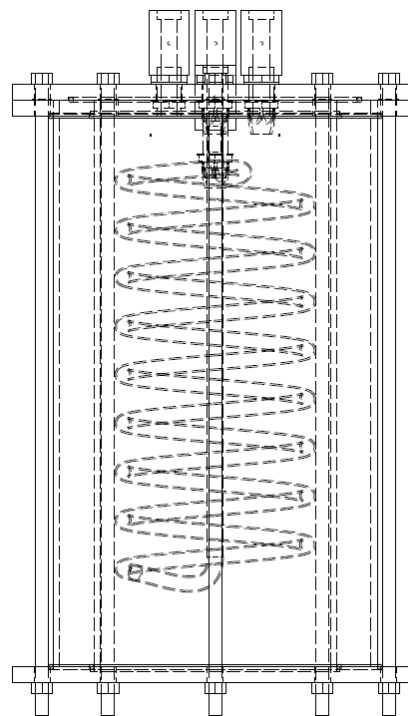
Fig. 2: a) Made experimental setup, b) Schematic view

برای مارپیچ کردن لوله‌ها، لوله مسی با هوای فشرده تا ۳۴۰ psi توسط کمپرسور پر می‌شود. علت استفاده از هوای فشرده جلوگیری از دوپهن شدن لوله، شکستن لوله، چروک شدن لوله و خراب شدن آن است. مارپیچ کردن لوله بدون استفاده از هوای

ساخت کویل مارپیچ از سه نوع لوله، یک لوله ساده و دو نوع لوله میکروفین‌دار با قطر اسمی ۳/۸ اینچ و قطر خارجی ۹/۵۲ میلی‌متر، استفاده شده است. مشخصات هندسی لوله‌های ساده و میکروفین‌دار در جدول ۱ نشان داده شده‌اند.

۴- روش انجام آزمایش

قبل از شروع آزمایش‌ها، آب‌بندی دستگاه آزمایش بررسی می‌شود. ابتدا آب‌بندی حلقه مسیر و سپس آب‌بندی مسیر گرم در مبدل حرارتی و دیگر اتصالات بررسی می‌شود و در صورت نشتی، برطرف می‌شود. داخل مسیر سرد، از طریق مخزن هواگیری، آب جوشیده شده و هواگیری شده ریخته می‌شود. شیر کنترل دبی نیز تا آخر باز می‌شود. پمپ و فن رادیاتور مسیر سرد روشن شده و همزمان آب اضافه می‌شود. آب به حدی اضافه می‌شود که دبی مسیر سرد به ماکزیمم مقدار خود برسد و حباب هوا داخل مسیر نباشد. پمپ نیز نباید هوا داشته باشد. سپس مسیر گرم از آب یا نانوسیال از طریق مخزن هواگیری پر می‌شود. مانند مسیر سرد، مسیر گرم نیز هواگیری شده به طوری که هیچگونه حباب هوا داخل مسیر نباشد و دبی به ماکزیمم برسد. برای اطمینان از دقت حسگرهای دما، دماهای ورودی و خروجی پوسته و لوله برای اطمینان از برابری با یکدیگر کنترل می‌شوند. اختلاف بین این دماها حداکثر 0.1 می‌باشد. دمای ترموستات آب‌گرمکن نیز روی 60 تنظیم می‌شود. سپس دبی تنظیم می‌شود. دو گرمکن برقی روشن می‌شوند تا دمای آب‌گرمکن به دمای ترموستات نزدیک شود. سپس یکی از گرمکن‌ها را خاموش کرده و بسته به دبی، توان گرمکن توسط دیمر آنقدر کم می‌شود که دمای آب‌گرمکن به دمای ماکزیمم نزدیک شود و در نتیجه حالت خاموش و روشن شدن گرمکن رخ ندهد. هر ۵ دقیقه یکبار دماهای ورودی و خروجی ثبت می‌شوند. زمانی که آزمایش به حالت پایا رسید



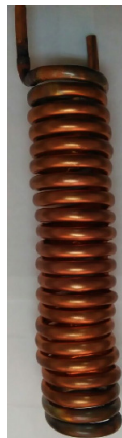
شکل ۳: نقشه مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ
Fig. 3: Heat Exchanger with helically coiled tube

فشرده عملاً غیر ممکن است. این مسئله برای کویل‌های با قطر کمتر بغرنج‌تر است. لازم به ذکر است که طول لوله مسی برای تمامی کویل‌ها با قطرهای مختلف یکسان است. کویل مسی با دو اندازه مختلف در شکل ۴ نشان داده شده است. مشخصات هندسی شش نوع کویل مسی ساخته شده در جدول ۲ نشان داده شده‌اند.

جدول ۱: مشخصات هندسی لوله‌های ساده و میکروفین‌دار

Table 1: Geometrical properties of smooth and micro-finned tubes

لوله میکروفین دار شماره 2	لوله میکروفین دار شماره 1	لوله ساده	
9/52	9/52	9/52	قطر داخلی (mm)
0/27	0/27	0/32	ضخامت لوله (mm)
0/2	0/2	-	ضخامت فین (mm)
0/2	0/2	-	ارتفاع فین (mm)
60	60	-	تعداد فین‌ها
25	18	-	زاویه مارپیچ (درجه)
53	53	-	زاویه نوک فین (درجه)



(ب)



(الف)

شکل ۴: کویل‌های مورد استفاده در آزمایش (الف) $D_c = 104$ mm (ب) $D_c = 61$ mm
Fig. 4: Coils used in the experimental setup a) $D_c = 104$ mm b) $D_c = 61$ mm

جدول ۲: مشخصات کویل‌های مورد آزمایش

Table 2: Specifications of coils in the experimental setup

شماره کویل	شماره لوله	قطر کویل (mm)	گام کویل (mm)	تعداد حلقه	طول لوله (m)
1	1	104	15	12	4/25
2	2	108	15	12	4/35
3	3	105	15	12	4/3
4	1	61	15	21/5	4/3
5	2	63	15	21/5	4/35
6	3	65	15	21/5	4/35

۵- اندازه‌گیری ضریب انتقال حرارت جابجایی

دو روش برای بدست آوردن ضریب انتقال حرارت داخل لوله وجود دارد. در روش اول، بدست آوردن ضریب انتقال حرارت داخلی در مبدل‌ها نیازمند دانستن دمای سطح لوله و یا ضریب انتقال حرارت سمت دیگر لوله می‌باشد که به روش اندازه‌گیری مستقیم معروف است. در روش دوم که به روش ویلسون پلات معروف است نیاز به دانستن دمای سطح لوله نیست. در ادامه هر دو روش شرح داده می‌شوند.

روش ویلسون پلات در سال ۱۹۱۵ توسط ویلسون برای تخمین ضریب انتقال حرارت جابجایی در یک مبدل حرارتی دولوله‌ای که در سمت پوسته بخار در حال چگالش و داخل لوله آب سرد در جریان بود پیشنهاد شد [۳۷]. این روش برای محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی توسط محققان مختلف برای مطالعه

یعنی که ماکزیمم اختلاف دما با مرحله قبل به ۰/۱ رسید، دبی افزایش می‌یابد. با افزایش دبی توان گرمکن نیز توسط دیمر زیاد می‌شود. این کار آنقدر ادامه می‌یابد که برای کل محدوده دبی‌سنج، آزمایش انجام شده باشد. اختلاف فشار نیز در هر دبی توسط مانومتر اندازه‌گیری شده و ثبت می‌گردد. برای هر کویل مسی و کسر حجمی نانوذرات، آزمایش برای حدود ۱۰ الی ۱۵ دبی مختلف جریان سمت لوله انجام می‌شود. برای تمام دبی‌های سمت لوله، دبی سمت پوسته ثابت و برابر ۴ لیتر بر دقیقه نگه داشته می‌شود. سپس داده‌های دما و اختلاف فشار برای ارائه نتایج پردازش می‌شوند. آزمایش‌های تجربی برای آب و همچنین نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم با کسرهای حجمی ۰، ۵/۰ و ۱ درصد، دبی از ۰/۱ تا ۲/۵ لیتر بر دقیقه و اعداد رینولدز سمت لوله مارپیچ در محدوده ۳۰۰ تا ۶۵۰۰ و اعداد دین ۵۰۰ تا ۴۰۰۰ انجام می‌شوند.

$$R_i = \frac{1}{C_2 A_i} \frac{1}{V^n} + C_1 \quad (6)$$

که در آن C_1 عرض از مبدا و $\frac{1}{C_2 A_i}$ شیب منحنی مقاومت کل بر حسب $\frac{1}{V^n}$ می‌باشند. روش بدست آوردن این عرض از مبدا و شیب خط بدین صورت است که با اندازه‌گیری دمای ورودی و دمای خروجی لوله برای دبی‌های مختلف جریان داخل آن، مقاومت کل بر حسب $\frac{1}{V^n}$ رسم می‌شود، که در آن n و عرض از مبدا با استفاده از رگرسیون خطی بدست می‌آیند. در نوع بهبود داده شده این روش، ضریب انتقال حرارت داخلی بجای اینکه تابعی از سرعت فرض شود، تابعی از عدد رینولدز و عدد پرانتل فرض شد.

$$Nu = C_1 Re^n Pr^m \quad (7)$$

اندازه‌گیری ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت لوله مارپیچ به روش مستقیم نیازمند دانستن ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت پوسته و یا دماهای دیوار لوله است. با توجه به اینکه مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت پوسته در دسترس نیست و اندازه‌گیری دماهای دیواره لوله مارپیچ کار نسبتاً دشواری است، در این تحقیق برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت برای جریان سیال در لوله مارپیچ از روش ویلسون پلات استفاده می‌شود.

۶- نتایج

در این بخش نتایج تجربی بدست آمده برای ضریب انتقال حرارت و افت فشار برای جریان نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم داخل لوله ساده و میکروفرین‌دار در سمت لوله مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ ارائه می‌شود. ضریب انتقال حرارت با استفاده از روش ویلسون پلات بدست می‌آید. بر اساس این نتایج رابطه تجربی برای ضریب انتقال حرارت بر حسب عدد دین و پارامترهای هندسی لوله میکروفرین‌دار ارائه می‌شود. ضریب انتقال حرارت بدست آمده با رابطه تجربی سلیم‌پور [۲۴] نیز مقایسه می‌شود. در نهایت ملاحظات مربوط به خطاها ارائه می‌شوند.

برای بدست آوردن ضریب انتقال حرارت با استفاده از روش ویلسون پلات، توان n و ضریب C_2 برای هر ۶ کوئل بدست می‌آید. در شکل ۵ نمودار برازش خطی روش ویلسون پلات برای کوئل شماره ۵ نشان داده شده است. مقادیر $1/V^n$ در دبی‌های مختلف سمت لوله

انتقال حرارت جریان سیال در لوله‌های میکروفرین‌دار در مراجع [۳] و [۴] و لوله‌های مارپیچ در مراجع [۲۳، ۲۴، ۳۸-۴۰] مورد استفاده قرار گرفته است. این روش بر اساس اندازه‌گیری اختلاف دمای کلی سیال ورودی و خروجی و بدون نیاز به اندازه‌گیری دمای دیواره استوار است که یک مزیت نسبت به روش مستقیم محسوب می‌شود. با این حال بدلیل عدم قطعیت روش ویلسون پلات، در مورد دقت آن باید مراقبت کافی را نمود [۳۷].

مقاومت حرارتی کل مبدل حرارتی را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$R_t = R_i + R_w + R_o \quad (1)$$

که در آن R_i ، R_w و R_o به ترتیب، مقاومت سمت لوله، مقاومت دیواره و مقاومت سمت پوسته می‌باشند. با جایگذاری روابط مربوط به مقاومت‌های حرارتی در معادله (۱) به نتیجه زیر می‌رسیم:

$$R_t = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2)$$

که در آن h_i و h_o ضریب انتقال حرارت داخلی و خارجی لوله هستند؛ به این ترتیب مقاومت حرارتی کل از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$R_t = \frac{2 \times LMTD}{\left(\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in})\right)_i + \left(\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in})\right)_o} \quad (3)$$

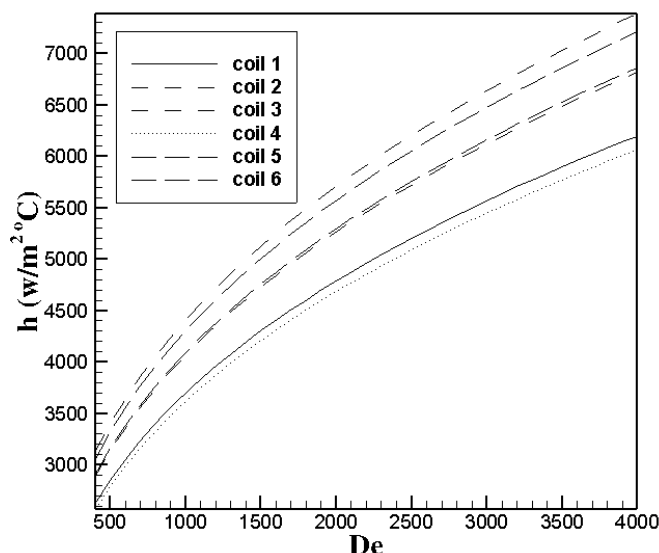
حال با داشتن ضریب انتقال حرارت خارجی می‌توان ضریب انتقال حرارت داخلی (لوله) را حساب کرد. به عنوان مثال ضریب انتقال حرارت لوله میکروفرین‌دار در مراجع [۵ و ۱۸] به این روش محاسبه شده است. با این حال اگر ضریب انتقال حرارت خارجی برای پوسته یک مبدل حرارتی موجود نباشد و یا رابطه دقیقی بر آن مشخص نباشد باید از روش ویلسون پلات استفاده نمود. در روش ویلسون پلات فرض می‌شود که در صورت تغییر جریان سمت لوله و ثابت نگه داشتن جریان سمت پوسته، فقط ضریب انتقال حرارت سمت لوله تغییر می‌کند و جمله آخر مقاومت کل ثابت باقی می‌ماند:

$$R_w + R_o = C_1 \quad (4)$$

همچنین فرض می‌شود که ضریب جابجایی با سرعت جریان بصورت زیر تغییر می‌کند

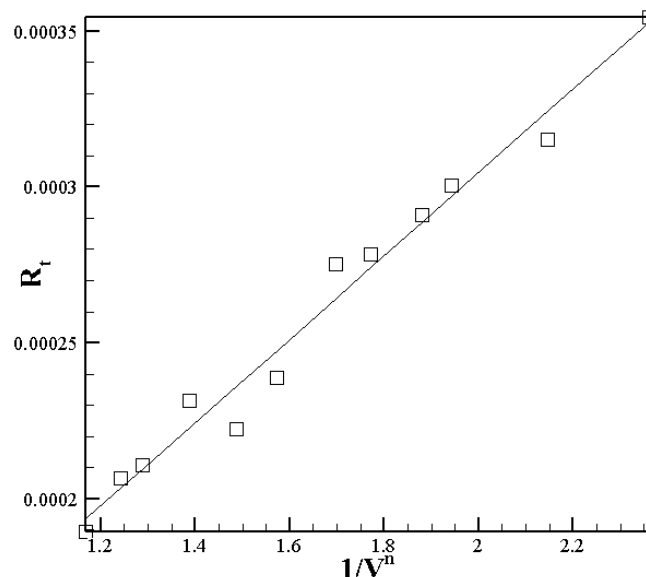
$$h_i = C_2 V^n \quad (5)$$

با بکارگیری این دو فرض، مقاومت کل بصورت زیر تغییر می‌کند:



شکل ۶: تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب De برای انواع کویل‌های ارائه شده در جدول ۲

Fig. 6: convective heat transfer coefficient variation vs De for the types of coils presented in Table 2



شکل ۵: نمودار برازش خطی روش ویلسون پلات برای کویل شماره ۵ و $R^2=0.9778747$

Fig. 5: Linear curve Fitting of Wilson Plot Method for Coil No. 5 and $R^2 = 0.9778747$

بر اساس نتایج تجربی بدست آمده در این تحقیق، رابطه زیر برای ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت لوله مارپیچ (h)، بر حسب پارامترهای مورد بررسی شامل عدد دین، زاویه مارپیچ میکروفین، α بر حسب درجه، ارتفاع میکروفین، e بر حسب میلی‌متر و درصد کسر حجمی نانوسیال، ϕ و با استفاده از برازش داده‌ها برای ضریب C ارائه شده است.

$$h_i = De^{0.373} (1 + 67.12\phi)^{0.0206} \frac{264.5 - 1322.7e + 0.0005\alpha}{1 - 5e + 0.000003\alpha} \quad (A)$$

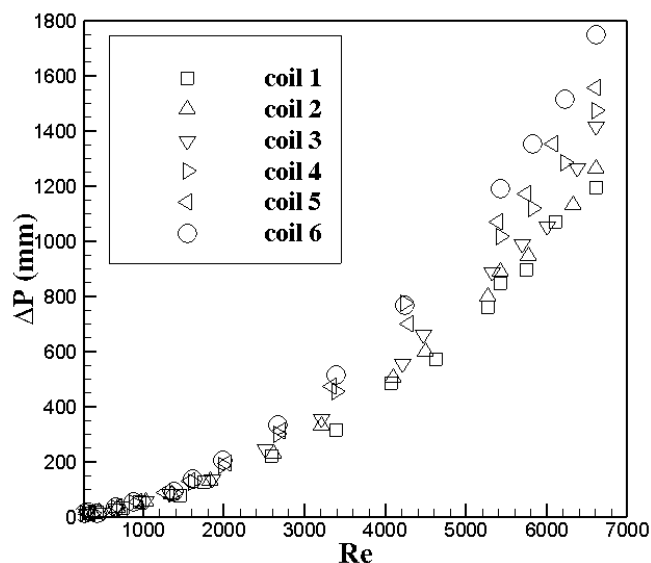
۲-۶- افت فشار

در شکل ۸ تغییرات افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای کویل‌های ۱ تا ۶ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که ویژگی‌های هندسی لوله میکروفین‌دار در **جدول ۱** نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش عدد رینولدز افت فشار ابتدا با یک شیب کم و سپس با شیب زیاد افزایش پیدا می‌کند. با کاهش قطر لوله‌های مارپیچ و افزایش زاویه مارپیچ لوله میکروفین‌دار نیز افت فشار افزایش می‌یابد. با افزایش عدد رینولدز نیز میزان افت فشار بر اثر انحنای لوله و همچنین وجود میکروفین‌ها نسبت به لوله ساده (بدون میکروفین) با قطر کویل کمتر، افزایش می‌یابد.

مارپیچ بدست می‌آید. ضریب n بهینه، با استفاده از روش تکرار و با برازش کردن یک خط با بیشترین ضریب تعیین R^2 بر مجموعه نقاط به بدست می‌آید. ضریب C_2 نیز با توجه به شیب معادله خط بدست می‌آید.

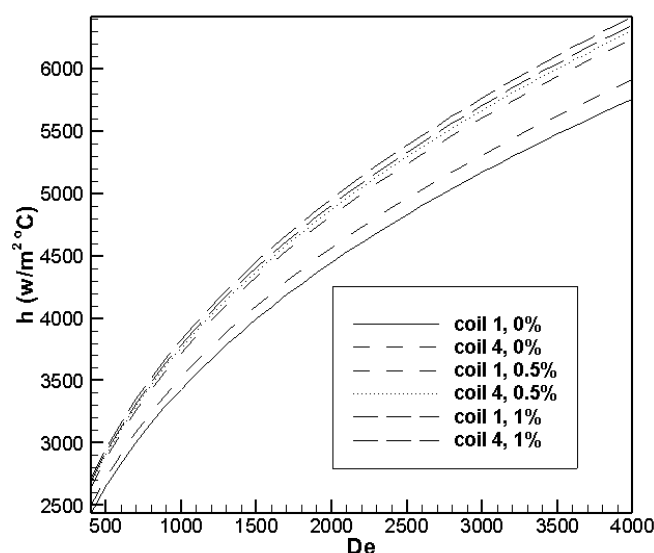
۶-۱- ضریب انتقال حرارت

ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت لوله مارپیچ بر حسب عدد دین برای شش کویل مارپیچ ارائه شده در **جدول ۲** برای لوله ساده و میکروفین‌دار با ارتفاع و زاویه میکروفین مختلف، در شکل ۶ نشان داده شده است. همانطور که از این شکل ملاحظه می‌شود، ضریب انتقال حرارت جابجایی با افزایش عدد دین افزایش یافته و نرخ افزایش آن با افزایش عدد دین کاهش می‌یابد. با افزایش زاویه مارپیچ میکروفین ضریب انتقال حرارت سمت لوله افزایش می‌یابد. این افزایش انتقال حرارت با افزایش عدد دین، زیادتر می‌شود. افزایش انتقال حرارت با افزایش زاویه مارپیچ میکروفین به دلیل ایجاد جریان ثانویه مارپیچ است. در شکل ۷ نیز ضریب انتقال حرارت جریان نانوسیال بر حسب عدد دین برای دو کویل ساده و کسرهای حجمی ۰، ۰/۵ و ۱ درصد نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود ضریب انتقال حرارت با افزایش کسر حجمی نانوسیال افزایش می‌یابد.



شکل ۸: تغییرات افت فشار انواع کویل‌ها بر حسب عدد رینولدز برای ۶ کویل مختلف

Fig. 8: Pressure drop variations of fluid flow through coils vs Reynolds number for 6 different coils



شکل ۷: تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب De برای کویل شماره ۱ و ۴ و برای کسرهای حجمی مختلف نانوذرات.

Fig. 7: Convective heat transfer coefficient variation vs De for coils No. 1 and No. 4 and for different volume fractions of nanoparticles

خطای متوسط ۰/۹۱٪ به صورت زیر ارائه کرده است.

$$Nu_i = 0.152 De^{0.431} Pr^{1.06} \gamma^{-0.277} \quad (9)$$

که در آن γ گام بی بعد و برابر $b/\pi D$ است. سلیم‌پور انتقال حرارت جریان آب در پوسته و لوله مارپیچ را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار داد و بر اساس این آزمایش‌ها رابطه (۹) را برای عدد ناسلت سمت لوله مبدل حرارتی ارائه نمود. برای مقایسه نتایج حاضر با کار سلیم‌پور، مشخصات هندسی کویل مارپیچ دستگاه آزمایشگاهی حاضر، در رابطه سلیم‌پور اعمال شده است. حداقل و حداکثر خطای بین نتایج سلیم‌پور و نتایج تحقیق حاضر به ترتیب برابر ۵٪ و ۱۹٪ می‌باشد. شکل ۱۰ مقایسه بین نتایج تجربی حاضر و نتایج تجربی سلیم‌پور [۲۴] را نشان می‌دهد. به‌طوری‌که از این شکل مشاهده می‌شود تطابق نسبتاً خوبی بین نتایج تحقیق حاضر با نتایج کار سلیم‌پور برای ضریب انتقال حرارت در اعداد دین مختلف وجود دارد.

۴-۶- آنالیز خطا

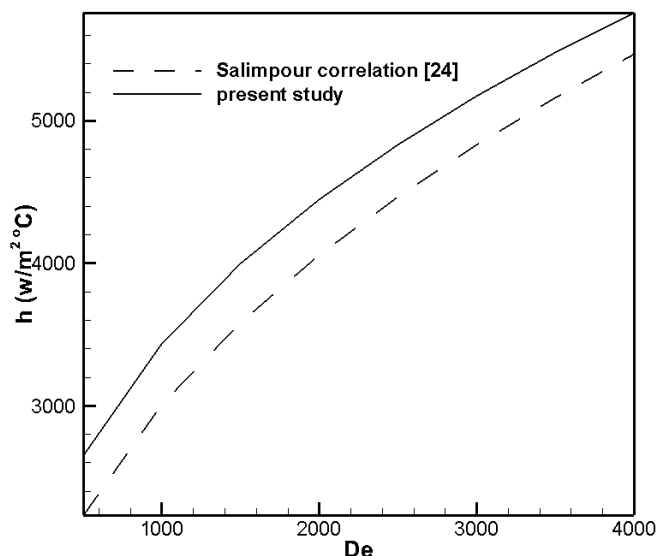
هر آزمایشی دارای مقداری خطا می‌باشد، که یکی از چالش‌های مهم انجام آزمایش می‌باشد. این خطا مربوط به اختلاف بین مقدار واقعی و مقدار اندازه‌گیری شده می‌باشد که به دو بخش تقسیم

میکروفین‌دار کردن لوله ساده باعث جریان چرخشی ثانویه شده که باعث افزایش افت فشار به علت افزایش تنش برشی است. افزایش زاویه مارپیچ میکروفین‌ها باعث تشدید جریان ثانویه و افزایش فشار می‌شود. مارپیچ کردن لوله نیز باعث ایجاد جریان ثانویه و افزایش افت فشار می‌شود که با افزایش انحنا و یا به عبارت دیگر کاهش قطر مارپیچ، جریان ثانویه و در نتیجه افت فشار افزایش می‌یابد.

تغییرات افت فشار جریان نانوسیال داخل دو نوع لوله ساده مارپیچ، کویل ۱ و کویل ۴، بر حسب عدد رینولدز در کسرهای حجمی مختلف در شکل ۹ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز افت فشار بیشتر می‌شود. همچنین با افزایش کسر حجمی نانوذرات، افت فشار زیادتر می‌گردد. با افزایش کسر حجمی نانوذرات، لزجت نانوسیال افزوده شده و در نتیجه تنش برشی نانوسیال بیشتر شده و افت فشار افزایش می‌یابد.

۳-۶- مقایسه با کار تجربی سایر مراجع

برای اطمینان از روند نتایج آزمایشگاهی، نتایج حاصل از کار تجربی حاضر برای ضریب انتقال حرارت با رابطه تجربی سلیم‌پور [۲۴] مقایسه شده است. سلیم‌پور برای عدد ناسلت سمت لوله مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ با لوله ساده، رابطه تجربی با درصد

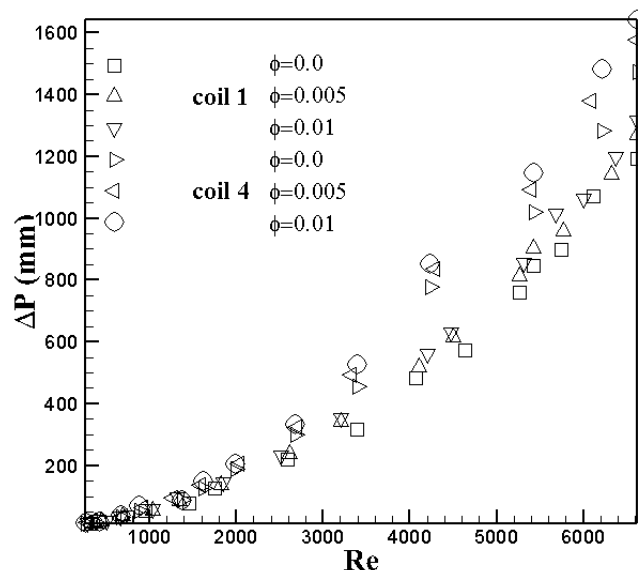


شکل ۱۰: مقایسه رابطه ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب عدد رینولدز برای کار تجربی حاضر با رابطه تجربی سلیمپور [۲۴]
Fig. 10: Comparison of the relationship of the convective heat transfer coefficient vs Reynolds number for the present experimental work with the Salimpour [experimental correlation [24]

وابسته R و متغیر مستقل V_i است. همچنین n تعداد متغیرهای مستقل است. با توجه به رابطه $h_i = CV^n$ ، برای ضریب انتقال حرارت داخلی لوله، عدم اطمینان باتوجه به دقت دبی سنج توربینی دستگاه آزمایش، $3n$ درصد است. با توجه به مقادیر n در معادله بالا حداکثر خطا کمتر از ۵٪ است. عدم اطمینان برای ضریب کلی انتقال حرارت نیز کمتر از ۴٪ است. خطای پایین آزمایش مربوط به کار بردن حسگرهای اندازه‌گیری با دقت بالا است.

۷- نتیجه‌گیری

جریان سیال و انتقال حرارت نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم در لوله میکروفین‌دار مارپیچ شده در یک مبدل حرارتی پوسته و لوله مارپیچ به صورت تجربی مطالعه شد. نتایج مربوط به اندازه‌گیری ضریب انتقال حرارت جابجایی و افت فشار به صورت رابطه‌های تجربی با استفاده از روش ویلسون پلات و برازش داده‌های مربوطه ارائه شدند. نتایج تجربی با رابطه تجربی سلیمپور [۲۴] مقایسه شدند. با استفاده از آنالیز خطای انجام شده نشان داده شد که دقت نتایج آزمایش خوب است. نتایج نشان می‌دهند که ضریب انتقال حرارت جابجایی با افزایش عدد دین افزایش یافته و نرخ تغییرات آن با افزایش عدد دین



شکل ۹: تاثیر عدد رینولدز و کسر حجمی نانوذرات بر افت فشار جریان نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم در دو نوع لوله مارپیچ ساده، کوئل ۱ و کوئل ۴.

Fig. 9: Influence of Reynolds number and volume fraction of nanoparticles on pressure drop of aluminum oxide-water nanofluid flow in two types of simple helical tubes, coil No. 1 and coil No. 4

می‌شود:

خطای ثابت (عدم اطمینان آزمایش)

خطای رندم (تکرار پذیری آزمایش)

البته در مورد محاسبه ضریب انتقال حرارت توسط روش ویلسون پلات باید مراقبت کافی را نمود، زیرا دقت روش ویلسون پلات بیش از این که به اندازه‌گیری‌ها وابسته باشد، به ضرایب آن بستگی دارد [۳۷]. مقدار R^2 در برازش خط بین ۰/۹۶ تا ۰/۹۸ است که نشان می‌دهد دقت ضرایب خوب است.

معمولاً در هر آزمایشی مقدار خطا ناشی از کالیبره نبودن وسایل اندازه‌گیری و یا خطای ناشی از خود وسایل اندازه‌گیری باشد. خطای حسگرهای اندازه‌گیری شامل دبی سنج‌ها، حسگرهای دما و فشار سنج است. عدم اطمینان ناشی از خطای وسایل اندازه‌گیری برای پارامتر R با استفاده از رابطه زیر که در مرجع [۴۱] آمده است، حساب می‌شود.

$$U_R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial V_i} U_{V_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (10)$$

که در آن U_R و U_{V_i} به ترتیب عدم اطمینان مرتبط با پارامتر

کاهش می‌یابد. بعلاوه با میکروفین‌دار کردن لوله ساده و افزایش زاویه مارپیچ میکروفین ضریب انتقال حرارت سمت لوله افزایش می‌یابد. این افزایش انتقال حرارت با افزایش عدد دین، زیادتر می‌شود.	Re	عدد رینولدز
	t	ضخامت فین
	T	دما
	U	ضریب کلی انتقال حرارت
	u_B	سرعت براونی (m/s)
	V	سرعت
	X	طول توسعه یافتگی، موقعیت ذره
	X_T	طول توسعه یافتگی گرمایی
	α	زاویه مارپیچ فین
	β	زاویه نوک فین
	φ	کسر حجمی نانوذرات
	λ	طول موج پرتو ایکس
	μ	ویسکوزیته دینامیک (N.m/ s)
	ρ	چگالی
	θ	بعد مختصات استوان‌های، زاویه پراگ
	A	سطح انتقال حرارت
	c	ظرفیت گرمایی ویژه
	C	ظرفیت گرمایی
	d	قطر لوله
	De	عدد دین
	e	ارتفاع فین
	f	ضریب اصطکاک
	fr	انجماد
	g	شتاب گرانش
	h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی
	I	شدت جریان
	k	ضریب هدایت حرارتی
	k_B	ثابت بولنتزمن (J/K)
	L	طول لوله
	$LMTD$	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی
	M	جرم مولی
	$\dot{m}$	دبی جرمی
	N	تعداد فین‌ها
	Nu	عدد ناسلت
	N_p	تعداد ذرات
	p	فشار
	P	گام میکروفین‌ها
	Q	دبی جریان، انتقال حرارت
	q''	شار حرارتی
	p	گام فین
	P_T	گام لوله
	Pr	عدد پرانتل
	R	مقاومت حرارتی
	b	بالک
	bf	سیال پایه
	c	سیال سرد
	h	سیال گرم
	i	داخلی، ورودی
	nf	نانوسیال
	o	خارجی، خروجی
	opt	بهینه
	p	ذره
	t	کل
	w	دیوار

مراجع

- [1] D.H. Han, K.J. Lee, Single-phase heat transfer and flow characteristics of micro-fin tubes, Applied Thermal Engineering, 25(11-12) (2005) 1657-1669.
- [2] P. Naphon, P. Sriromrui, Single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert, International Communications in Heat and

- and Heat Transfer Characteristics for Single-Phase Turbulent Flow in Tubes with Helical Micro-Fins, *Archive of Mechanical Engineering*, (2012).
- [13] M.A. Akhavan-Behabadi, F. Hekmatipour, S.M. Mirhabibi, B. Sajadi, An empirical study on heat transfer and pressure drop properties of heat transfer oil-copper oxide nanofluid in microfin tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57 (2014) 150-156.
- [14] A. Celen, A.S. Dalkılıç, S. Wongwises, Experimental analysis of the single phase pressure drop characteristics of smooth and microfin tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 46 (2013) 58-66.
- [15] Celen, N. Kayaci, A. Çebi, H. Demir, A.S. Dalkılıç, S. Wongwises, Numerical investigation for the calculation of TiO₂-water nanofluids' pressure drop in plain and enhanced pipes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 53 (2014) 98-108.
- [16] M.M. Derakhshan, M.A. Akhavan-Behabadi, S.G. Mohseni, Experiments on mixed convection heat transfer and performance evaluation of MWCNT-Oil nanofluid flow in horizontal and vertical microfin tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 61 (2015) 241-248.
- [17] W.T. Ji, A.M. Jacobi, Y.L. He, W.Q. Tao, Summary and evaluation on single-phase heat transfer enhancement techniques of liquid laminar and turbulent pipe flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88 (2015) 735-754.
- [18] G.-D. He, X.-M. Fang, T. Xu, Z.-G. Zhang, X.-N. Gao, Forced convective heat transfer and flow characteristics of ionic liquid as a new heat transfer fluid inside smooth and microfin tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91 (2015) 170-177.
- [19] F. Hekmatipour, M.A. Akhavan-Behabadi, B. Sajadi, Combined free and forced convection heat transfer of the copper oxide-heat transfer oil (CuO-HTO) nanofluid inside horizontal tubes under constant Mass Transfer, 33(2) (2006) 176-183.
- [3] X.W. Li, J.A. Meng, Z.X. Li, Experimental study of single-phase pressure drop and heat transfer in a micro-fin tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(2) (2007) 641-648.
- [4] G.J. Zdaniuk, L.M. Chamra, P.J. Mago, Experimental determination of heat transfer and friction in helically-finned tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(3) (2008) 761-775.
- [5] M. Siddique, M. Alhazmy, Experimental study of turbulent single-phase flow and heat transfer inside a micro-finned tube, *International Journal of Refrigeration*, 31(2) (2008) 234-241.
- [6] S.F. Al-Fahed, Z.H. Ayub, A.M. Al-Marafie, B.M. Soliman, Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube with Internal Microfins under Turbulent Water Flow Conditions, *Experimental Thermal and Fluid Science*, (1993).
- [7] J.B. Copetti, M.H. Macagnan, D. de Souza, R.D.C. Oliveski, Experiments with micro-fin tube in single phase, *International Journal of Refrigeration*, 27(8) (2004) 876-883.
- [8] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels, *NASA STI/recon technical report A*, 75 (1975) 8-16.
- [9] G.J. Zdaniuk, L. Rogelio, L.M. Chamra, Linear Correlation of Heat Transfer and Friction in Helically-Finned Tubes Using Five Simple Groups of Parameters, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51 (2008) 3548-3555.
- [10] P. Bharadwaj, A.D. Khondge, A.W. Date, Heat transfer and pressure drop in a spirally grooved tube with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(7-8) (2009) 1938-1944.
- [11] Ö. Agra, H. Demir, Ş.Ö. Atayılmaz, F. Kantaş, A.S. Dalkılıç, Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in enhanced tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(10) (2011) 1384-1391.
- [12] P. JASINSKI, Numerical Study of Friction Factor

- [28] A. Alimoradi, F. Veysi, Prediction of heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers using numerical method and experimental validation, *International Journal of Thermal Sciences*, 107 (2016) 196-208
- [29] S.M. Hashemi, M.A. Akhavan-Behabadi, An empirical study on heat transfer and pressure drop characteristics of CuO–base oil nanofluid flow in a horizontal helically coiled tube under constant heat flux, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(1) (2012) 144-151.
- [30] M. Rakhsha, F. Akbaridoust, A. Abbassi, S.-A. Majid, Experimental and numerical investigations of turbulent forced convection flow of nano-fluid in helical coiled tubes at constant surface temperature, *Powder Technology*, 283 (2015) 178-189.
- [31] M. Khoshvaght-Aliabadi, S. Pazdar, O. Sartipzadeh, Experimental investigation of water based nanofluid containing copper nanoparticles across helical microtubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 70 (2016) 84-92.
- [32] T. Srinivas, A. Venu Vinod, Heat transfer intensification in a shell and helical coil heat exchanger using water-based nanofluids, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 102 (2016) 1-8.
- [33] S. Rainieri, F. Bozzoli, L. Cattani, G. Pagliarini, Compound convective heat transfer enhancement in helically coiled wall corrugated tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 59 (2013) 353-362.
- [34] M. Mahmoudi, M.R. Tavakoli, M.A. Mirsoleimani, A. Gholami, M.R. Salimpour, Experimental and numerical investigation on forced convection heat transfer and pressure drop in helically coiled pipes using TiO₂/water nanofluid, *International Journal of Refrigeration*, 74 (2017) 627-643.
- [35] L. Li, W. Cui, Q. Liao, X. Mingdao, T.-C. Jen, Q. Chen, Heat transfer augmentation in 3D internally finned and microfinned helical tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(10) (2005) 1916-1925.
- wall temperature, *Applied Thermal Engineering*, 100 (2016) 621-627.
- [20] T.H. Ko, Thermodynamic analysis of optimal curvature ratio for fully developed laminar forced convection in a helical coiled tube with uniform heat flux, *International Journal of Thermal Sciences*, 45(7) (2006) 729-737.
- [21] H. Shokouhmand, M.R. Salimpour, Optimal Reynolds number of laminar forced convection in a helical tube subjected to uniform wall temperature, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34(6) (2007) 753-761.
- [22] J.S. Jayakumar, S.M. Mahajani, J.C. Mandal, P.K. Vijayan, R. Bhoi, Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers, *Chemical Engineering Research and Design*, 86(3) (2008) 221-232.
- [23] H. Shokouhmand, M.R. Salimpour, M.A. Akhavan-Behabadi, Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using wilson plots, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(1) (2008) 84-92.
- [24] M.R. Salimpour, Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(2) (2009) 203-207.
- [25] N. Ghorbani, H. Taherian, M. Gorji, H. Mirgolbabaie, Experimental study of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(7) (2010) 900-905.
- [26] M. Fakoor-Pakdaman, M.A. Akhavan-Behabadi, P. Razi, An empirical study on the pressure drop characteristics of nanofluid flow inside helically coiled tubes, *International Journal of Thermal Sciences*, 65 (2013) 206-213.
- [27] H. Bahremand, A. Abbassi, M. Saffar-Avval, Experimental and numerical investigation of turbulent nanofluid flow in helically coiled tubes under constant wall heat flux using Eulerian–Lagrangian approach, *Powder Technology*, 269 (2015) 93-100.

- Science, 61(13) (2006) 4403-4416.
- [39] N. Jamshidi, M. Farhadi, D.D. Ganji, K. Sedighi, Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 51(1-2) (2013) 644-652.
- [40] X. Lu, X. Du, M. Zeng, S. Zhang, Q. Wang, Shell-side thermal-hydraulic performances of multilayer spiral-wound heat exchangers under different wall thermal boundary conditions, *Applied Thermal Engineering*, 70(2) (2014) 1216-1227.
- [36] A. Monshi, M.R. Foroughi, M.R. Monshi, Modified Scherrer equation to estimate more accurately nano-crystallite size using XRD, *World Journal of Nano Science and Engineering*, 2(3) (2012) 154-160.
- [37] J.W. Rose, Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28(2-3) (2004) 77-86.
- [38] V. Kumar, S. Saini, M. Sharma, K.D.P. Nigam, Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger, *Chemical Engineering*