



شبیه‌سازی عددی جریان آشفته نانوسیال در مبدل حرارتی دولوله با پره‌های دایروی

امید قنبری اصلی¹، کوروش جواهرده²

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

* رشت، صندوق پستی 4188975658، omidghanbari@msc.guilan.ac.ir

چکیده

در مطالعه حاضر، تاثیر نانوسیال و قرار گرفتن پره‌های دایروی روی دیواره بیرونی لوله داخلی در مبدل دولوله تحت رژیم جریان آشفته به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. تاثیر قرارگیری پره‌ها با ارتفاع‌ها $t=1\text{mm}, 2\text{mm}, 3\text{mm}$ و گام‌های $pt=0.5, 0.1, 0.2$ روی لوله داخلی بررسی و تاثیر نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم با کسر حجمی $1\%, 2\%$ مطالعه شد. مطالعه در محدوده جریان آشفته با عدد رینولدز $5000 < Re < 100000$ انجام شد و شبیه‌سازی نشان داد که افزودن پره‌های دایروی روی لوله داخلی موجب افزایش انتقال حرارت به میزان $4-12\%$ می‌شود. اضافه کردن نانوذرات اکسید آلومینیوم به آب باعث افزایش عدد ناسلت می‌شود و هر چه کسر حجمی بالاتر باشد، میزان افزایش عدد ناسلت بیشتر است. با افزایش ارتفاع پره‌ها و کاهش گام آن‌ها انتقال حرارت و افت فشار، افزایش می‌یابد ولی میزان افزایش افت فشار بسیار بیشتر است که این عامل تاثیر منفی بر کارایی حرارتی مبدل دارد. استفاده از نانوسیال افت فشار را اندکی افزایش می‌دهد ولی کارایی حرارتی مبدل پره‌دار را بهبود می‌بخشد.

کلید واژگان: مبدل دو لوله، پره دایروی، نانوسیال، جریان آشفته

Numerical simulation of nanofluid turbulent flow in double pipe heat exchanger equipped with circular fins

Omid Ghanbari Asli*, Koroush Javaherde

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran

* P.O.B. 4188975658, Rasht, Iran, omidghanbari@msc.guilan.ac.ir

ABSTRACT

In this study, a double-pipe heat exchanger under turbulent flow conditions was numerically simulated. The simulations aimed for the effect of nanofluid and circular fins on the outer wall of the inner pipe. Fins with different heights (1mm, 2mm, 3mm) and pitches (0.05, 0.1, 0.2) are considered as simulation variables. Furthermore, the effect of the water- Al_2O_3 (with the varied volume concentration of 1-2%) was studied. The range of Reynolds number for turbulent flow is changed between 5000 and 100000. The results revealed that the use of circular fins on the inner pipe yield 4-12% increase in the heat transfer rate. Moreover, adding the nanofluid of Al_2O_3 to water increases the Nusselt number, in which the Nusselt number increases with nanoparticles concentration. Increase of fin height as well as decrease of pin pitch improves heat transfer and increases pressure drop. Pressure drop found to be more sensitive to fin geometry variation, which has negative effect on thermal performance efficiency of heat exchanger. Subsequently, it was noticed that, using nanofluid slightly affects the pressure drop but it drastically increases the efficiency of fin equipped heat exchanger.

Keywords: Double pipe heat exchanger, Circular fins, Nanofluid, Turbulent flow

1- مقدمه

محققان افزایش کارایی مبدل‌های حرارتی بوده است. مطالعات مختلف نشان داد که افزودن نانوذرات به سیال، خواص انتقال حرارتی آن را بهبود می‌بخشد [4]. فتوکیان و همکاران [5] افت فشار و انتقال حرارت نانوسیال آب-اکسید مس را در داخل لوله‌ی دایروی با شرط مرزی دما ثابت برای جریان آشفته بررسی کردند و بهبود انتقال حرارت به وسیله نانوسیال را گزارش کردند. لی و همکاران [6] مشاهده کردند نانوذرات اکسید سرامیک که حاوی CuO و Al_2O_3 است در آب و اتیلن گلیکول رسانش گرمایی بیشتری را ایجاد می‌کند. زینعلی و همکاران [7] به بررسی انتقال حرارت جابجایی در یک مبدل حرارتی حلقوی هم‌مرکز تحت شرط مرزی دما ثابت روی لوله‌ی داخلی و رژیم جریان آرام به صورت تجربی پرداختند، آن‌ها از نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم در تحقیق خود استفاده کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که با افزایش کسر حجمی نانوذرات، انتقال حرارت بهبود می‌یابد. مطالعات نشان

بهبود کارایی مبدل‌های حرارتی همواره محرک کشف و طراحی روش‌های جدید است. مبدل حرارتی دولوله در صنایع مختلف مانند صنایع غذایی، شیمیایی، هسته‌ای و سامانه‌های حرارتی و برودتی کاربرد بسیار دارد، این نوع مبدل به علت سادگی و هزینه کم برای ساخت مورد توجه بسیاری از تولیدکنندگان قرار گرفته است. محققان مختلفی بر روی هندسه دولوله مطالعه کرده‌اند. لوندبرگ و همکاران [1] مطالعات تجربی و تحلیلی روی هندسه دولوله با جریان آرام هوا انجام دادند. کیس و لیونینگ [2] به صورت تجربی جریان آشفته هوا را در مبدل‌های حرارتی دو لوله مورد بررسی قرار دادند. اسکودیدر و همکاران [3] مطالعه‌ای تجربی و عددی با استفاده از سیالات غیرنیوتونی در هندسه‌ی دولوله هم‌مرکز و غیرهم‌مرکز با چرخش و بدون چرخش استوانه داخلی تحت جریان آرام انجام دادند. همواره هدف

Please cite this article using:

O. Ghanbari Asli, K. Javaherde, Numerical simulation of nanofluid turbulent flow in double pipe heat exchanger equipped with circular fins, *Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations*, Vol. 16, No. 13, pp. 51-55, 2016 (in Persian فارسی)

پیوستگی، ممنوم، انرژی، انرژی جنبشی آشفتهگی و اتلاف انرژی آشفتهگی مطابق تحقیق وائل [13] اعمال می گردد. اضافه شدن نانوذرات اکسید آلومینیوم به آب باعث تغییر در چگالی، گرمای ویژه، ضریب هدایت حرارتی و ویسکوزیته سیال پایه می شود و روابط (1) تا (4) به ترتیب برای تصحیح خاصیت های ذکر شده به کار می روند [14]:

$$\rho_{nf} = \phi \rho_n + (1 - \phi) \rho_{bf} \quad (1)$$

ضریب هدایت حرارتی نانوسیال:

$$\frac{K_{nf}}{K_{bf}(T)} = 1 + 8.733\phi \quad (2)$$

گرمای ویژه نانوسیال:

$$C_{p,nf} = \frac{\phi(\rho C_p)_n + (1 - \phi)(\rho C_p)_{bf}}{\phi \rho_n + (1 - \phi) \rho_{bf}} \quad (3)$$

ویسکوزیته نانوسیال:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}(T)} = \exp\left(\frac{5.989\phi}{0.278 - \phi}\right) \quad (4)$$

در روابط (1) تا (4)، ϕ درصد حجمی نانوذرات، T دما، ρ چگالی، μ ویسکوزیته، K ضریب هدایت حرارتی و C_p ظرفیت گرمایی است. زیرنویس های nf, m, bf به ترتیب نشانگر سیال پایه، نانوذره و نانوسیال هستند. همچنین خصوصیات ترموفیزیکی آب و نانوذره اکسید آلومینیوم در جدول 1 آمده است.

برای بررسی رفتار ترموهیدرولیکی و حرارتی مبدل حرارتی از اعداد بی بعد روابط (5) تا (9) استفاده شده است:

عدد رینولدز:

$$Re = \frac{\rho U_i D_H}{\mu} \quad (5)$$

عدد ناسلت محلی و میانگین:

$$Nu = \frac{q_i D_H}{(T_w - T_b) K} \quad (6)$$

$$Nu_{avg} = \frac{1}{L} \int Nu_x dx \quad (7)$$

ضریب اصطکاک:

$$f = \frac{2\Delta P D_H}{\rho u^2 L} \quad (8)$$

ضریب کارایی حرارتی:

$$eff = \frac{(Nu/Nu_{bs})}{(f/f_{bs})} \quad (9)$$

در روابط (5) تا (9)، $DH = D_o - D_i$ قطر هیدرولیکی و ΔP افت فشار در مبدل است. زیر نویس های w , b و bs به ترتیب نشانگر دیواره، حالت بالک و حالت پایه است.

جدول 1 خواص ترموفیزیکی آب [15] و اکسید آلومینیوم [14]

Table 1 thermophysical properties of water and Al₂O₃

	$F(T) = A_4 T^4 + A_3 T^3 + A_2 T^2 + A_1 T + A_0$				
	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	K (W/mK)	μ (kg/ms)	
A ₀	1227.8	4631.9	1.5362e-8	0.33158	
A ₁	-3.0726	-1.478	-2.261e-05	-0.0037524	
آب	A ₂	0.011778	-0.0031078	0.010879	1.6028e-5
	A ₃	-1.5629e-5	1.1105e-5	-1.0294	-3.055e-8
	A ₄	0	0	0	2.1897e-11
Al ₂ O ₃	3900	880	42.34	-	

می دهد که با افزایش آشفتهگی جریان انتقال حرارت بهبود می یابد [8]. کایت پایون و همکاران [9] با قرار دادن پره های دایروی درون لوله افزایش 5-20% عدد ناسلت و افزایش 4-1.5 برابری ضریب اصطکاک را گزارش کردند. انواری و همکاران [10] حلقه های کنیکال در لوله قرار دادند و توانستند انتقال حرارت را افزایش دهند. بوداک و همکاران [11] با قرار دادن آشفته ساز در ورودی مبدل حرارتی دولوله و چرخشی کردن جریان بهبود انتقال حرارت را گزارش کردند. ساندر و شارما [12] با به کارگیری نانوسیال اکسید آلومینیوم با کسر حجمی 0.5% در یک لوله معمولی، 30% افزایش انتقال حرارت را گزارش کردند، آن ها این آزمایش را با قرار دادن نوار مارپیچ در لوله تکرار کردند و 42% افزایش انتقال حرارت نسبت به حالت پایه مشاهده شد.

در مطالعه ی حاضر نوع جدیدی از مبدل حرارتی دولوله با قرار دادن پره های دایروی بر روی سطح خارجی لوله داخلی همراه با نانوسیال به صورت عددی شبیه سازی می شود. مولفه های هندسی موثر بر انتقال حرارت جابجایی اجباری و افت فشار تحت رژیم جریان آشفته بررسی می شود و کارایی مدل پیشنهادی با مبدل حرارتی ساده مقایسه می گردد.

2- تعریف مساله

در "شکل 1" هندسه ی مبدل حرارتی دولوله با پره های دایروی روی دیواره ی بیرونی لوله داخلی مشاهده می شود. جریان آشفته و انتقال حرارت جابجایی اجباری برای نانوسیال در این مبدل حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. جریان با دمای T_i و سرعت یکنواخت u_i وارد محفظه بین دولوله می شود. دیواره ی لوله ی داخلی تحت شار حرارتی ثابت $q_i = cte$ قرار دارد و دیواره ی لوله بیرونی عایق ($q_o = 0$) است. اختلاف دما بین سیال ورودی و دیواره ی لوله ی داخلی باعث ایجاد انتقال حرارت می شود. طول مبدل $L = 1600$ mm و قطر لوله داخلی $D_i = 10$ mm و قطر لوله خارجی $D_o = 20$ mm است. تاثیر پره ها با ضخامت ثابت $t = 1$ mm و ارتفاع های $h = 1, 2, 3$ mm و فواصل $S = 80, 160, 320$ mm بر انتقال حرارت و افت فشار بررسی شد. گام پره به صورت $Pt = \frac{S}{L}$ تعریف می شود. رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی نانوسیال به صورت تک فاز بررسی شد.

3- معادلات حاکم، شرایط مرزی و روش حل عددی

1-3- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان نیوتونی، آشفته، پایا و تراکم پذیر شامل معادلات

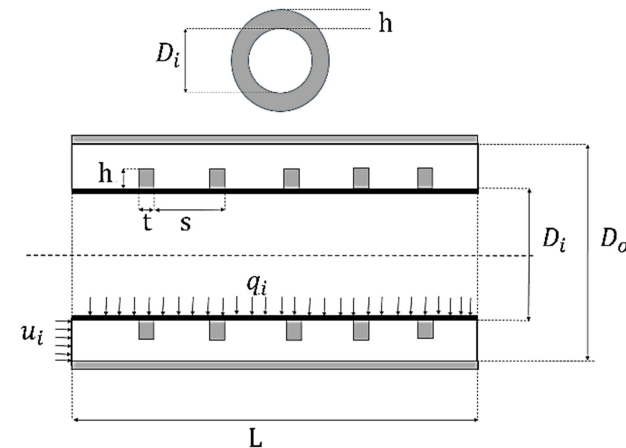


Fig.1 schematic of double pipe heat exchanger with circular fins on outer wall of inner pipe

شکل 1 نمای مبدل حرارتی دولوله با پره دایروی روی لوله داخلی

جریان آب با عدد رینولدز ورودی 5000 بررسی شد نتایج مدل‌سازی با تعداد سلول‌های مختلف در جدول 2 آمده است، همان‌طور که دیده می‌شود شبکه‌بندی با تعداد سلول بیشتر از 223920 تغییر محسوسی در عدد ناسلت میانگین ایجاد نمی‌کند و نسبت ظاهری شبکه بندی 44 انتخاب شد.

"شکل 3" نتایج حل عددی مطالعه‌ی حاضر برای هندسه بدون پره در اعداد رینولدز را نشان می‌دهد. نتایج مطالعه‌ی حاضر، برای آب با نتایج روابط گلینسکی - پتخوف [8]:

$$Nu = \frac{(Re-1000)(f/8)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5} \left(\frac{Pr}{Pr_s}-1\right)} \quad (10)$$

$$f = (-1.64 + 0.79 \ln(Re))^{-2} \quad (11)$$

نانوسیال اکسید آلومینیوم با کسر حجمی 1% با رابطه پاک و چو [16]:

$$Nu = 0.21 Re_{nf}^{0.8} Pr_{nf}^{0.5} \quad (12)$$

مقایسه شد. همان‌طور که دیده می‌شود نتایج حل عددی مطابقت خوبی با روابط پیشنهادی دارند.

2-4- بررسی تاثیر گام پرها

تأثیر گام پرها (Pt) بر روی عدد ناسلت (Nu)، ضریب اصطکاک (f) و کارایی حرارتی (eff) در "شکل 4" نشان داده شده است. مدل‌سازی جریان آب برای دو هندسه‌ی بدون پره (Smooth) و پره‌دار (finned) با گام‌های 0.05، 0.1 و 0.2 انجام شد. همان‌طور که در "شکل 4" دیده می‌شود، وجود پرها موجب افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار می‌شود و گام پرها با انتقال حرارت و افت فشار رابطه‌ی عکس دارد و پره‌های با گام کوچکتر، انتقال حرارت بیشتری را نشان می‌دهد به طوری که پره‌های با گام 0.05 عدد ناسلت را 25% تا 35% افزایش می‌دهد ولی پره‌ها با گام 0.2 عدد ناسلت را 8% تا 9% افزایش می‌دهد. دلیل افزایش انتقال حرارت و افت شدید فشار، افزایش آشفته‌گی جریان به علت وجود پرها است. همان‌طور که در "شکل 4" دیده می‌شود منحنی کارایی حرارتی مبدل پره‌دار با گام 0.2

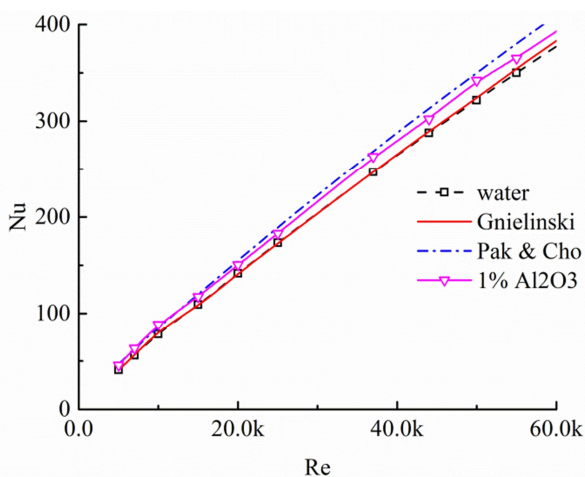


Fig. 3 Comparison between results of present study and results of Gnielinski-Petkove and pak and cho studies

شکل 3 مقایسه نتایج مطالعه حاضر با مدل‌های گلینسکی - پتخوف و پاک و چو

جدول 2 تاثیر تعداد سلول‌ها بر عدد ناسلت

Table 2 Effect of cells number on Nusselt number

تعداد سلول	153168	195272	223920	269324	331428
Nu	49.73732	45.34561	44.68539	44.67143	44.67094

2-3- شرایط مرزی

برای مطالعه جریان آشفته، مبدل حرارتی به صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده است. همان‌طور که در "شکل 2" دیده می‌شود به علت تقارن محوری مبدل حرارتی مورد مطالعه، فضای حل نیمی از آن در نظر گرفته شد. بر روی دیواره‌ها شرط عدم لغزش، شار حرارتی ثابت روی دیواره‌ی لوله داخلی و عایق بودن دیواره‌ی لوله خارجی اعمال شده است. به علت تعداد و ضخامت کم پرها در مقابل طول لوله، پرها عایق در نظر گرفته شدند. جریان با سرعت و دمای یکنواخت وارد مبدل حرارتی می‌شود. در خروجی شرط مرزی فشار اعمال شده است.

3-3- مدل‌سازی عددی

برای مدل‌سازی عددی از بسته نرم‌افزاری انسیس فلونت 15¹ استفاده شد. همان‌طور که در "شکل 2" دیده می‌شود هندسه سه‌بعدی تولید و نیمی از مبدل حرارتی به علت تقارن مدل‌سازی شد. شبکه‌بندی به صورت ساختاریافته ایجاد شد و به علت حساسیت محاسبات در نزدیکی دیواره‌ها و ورودی از شبکه‌بندی کوچک‌تر استفاده شد. معادلات حاکم بر مساله در این نرم‌افزار به روش حجم محدود حل می‌شوند. از تابع دیواره استاندارد برای محاسبه‌ی متغیرهای جریان مغشوش در شبکه مجاور دیواره لوله استفاده می‌شود. جهت حل مساله از حل‌گر فشارمینا و برای ارتباط فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل² استفاده شد. برای گسسته‌سازی معادلات ممنوم و انرژی از طرح بالادست مرتبه دوم استفاده شده است و معیار همگرایی برای کار حاضر برای تمامی متغیرهای حل 10⁻⁶ در نظر گرفته شد.

4- نتایج حل عددی و بحث

4-1- بررسی استقلال نتایج عددی از شبکه‌بندی و اعتبارسنجی

برای بررسی استقلال نتایج عددی از شبکه هندسی مبدل حرارتی پره‌دار با گام 0.05 و ارتفاع پره 2mm مدل‌سازی شد و تغییرات عدد ناسلت برای

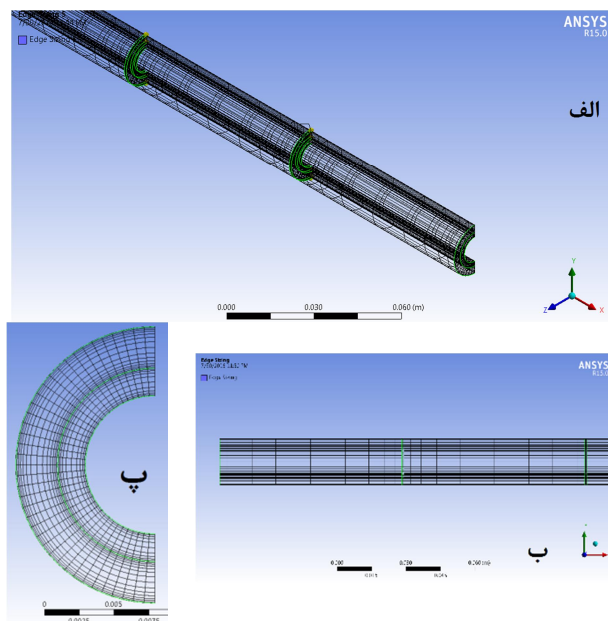


Fig. 2 schematic of geometry and used mesh in study

شکل 2 نمایی از شبکه‌بندی و هندسه‌ی مورد مطالعه

¹ Ansys Fluent

² Simple algorithm

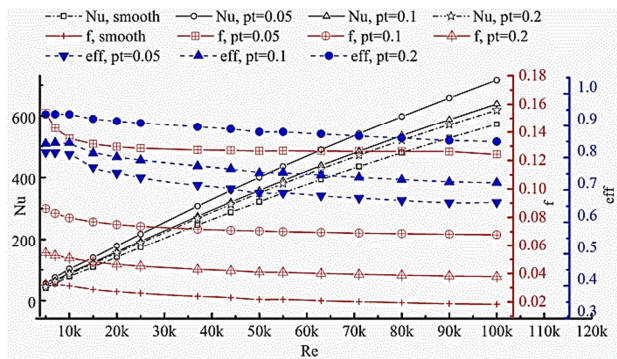


Fig. 4 Effect of fins with different pitch on Nusselt number, friction factor and heat performance efficiency.

شکل 4 تاثیر گام پره‌ها بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و کارایی حرارتی

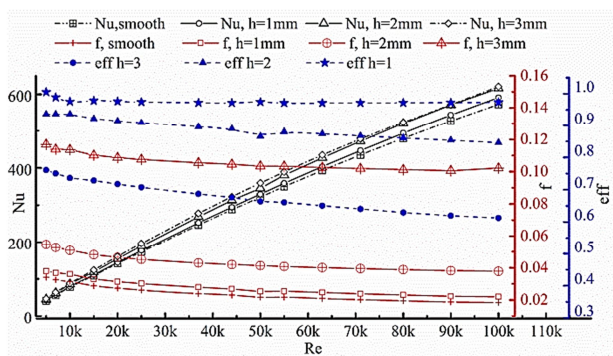


Fig. 5 Effect of fins with different heights on Nusselt number, friction factor and heat performance efficiency.

شکل 5 تاثیر ارتفاع پره‌ها بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و کارایی حرارتی

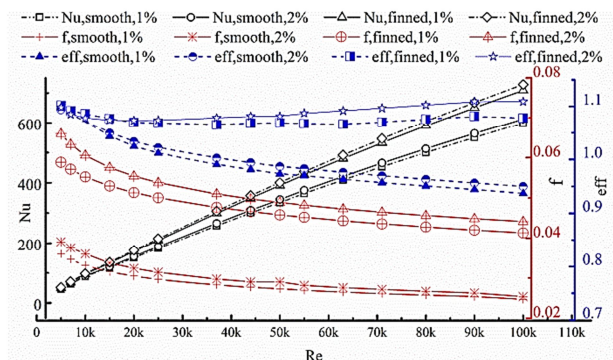


Fig. 6 Effect of using nanofluid with different volume concentration on Nusselt number, friction factor and heat performance efficiency.

شکل 6 تاثیر کسر حجمی نانو سیال بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و کارایی حرارتی بر مبدل حرارتی دولوله پره دار و بدون پره

دارد. با افزایش ارتفاع پره‌ها، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را افزایش می‌دهد ولی به علت افزایش بیشتر افت فشار کارایی حرارتی کاهش می‌یابد. استفاده از نانوذرات باعث بهبود کارایی مبدل پره‌دار شد.

6- مراجع

[1] R. Lundberg, P. McCuen, W. C. Reynolds, Heat transfer in annular passages. Hydrodynamically developed laminar flow with arbitrarily prescribed wall temperatures or heat fluxes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 6, No. 6, pp. 495-529, 1963.
 [2] W. Kays, E. Leung, Heat transfer in annular passages-

بالتر از منحنی کارایی گام‌های دیگر قرار می‌گیرد و دلیل این امر ایجاد افت فشار بسیار بیشتر در مبدل پره‌دار با گام پایین‌تر است به عنوان مثال در عدد رینولدز 5000 ضریب اصطکاک برای مبدل پره دار با گام 0.05 تقریباً 3 برابر مبدل پره دار با گام 0.2 است.

3-4- بررسی تاثیر ارتفاع پره‌ها

"شکل 5" تاثیر ارتفاع پره‌ها بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و کارایی حرارتی برای جریان آب در مبدل با گام ثابت 0.2 و ارتفاع‌های متفاوت پره‌ها را نشان می‌دهد. افزایش ارتفاع پره‌ها باعث افزایش عدد ناسلت و ضریب اصطکاک می‌شود ولی تاثیر ارتفاع پره‌ها بر اصطکاک بسیار بیشتر از عدد ناسلت است به طوری که پره‌های به ارتفاع 3mm عدد ناسلت را بین 8-14% افزایش می‌دهند ولی ضریب اصطکاک را 240-460% افزایش می‌دهد در حالی که برای پره‌های به ارتفاع 2mm افزایش 7-10% عدد ناسلت و افزایش 60-106% ضریب اصطکاک مشاهده می‌شود. به دلیل افزایش کمتر افت فشار توسط پره‌های با ارتفاع کمتر، منحنی کارایی حرارتی پره‌ها با ارتفاع کمتر بالاتر قرار می‌گیرد. درصد افزایش عدد ناسلت در محدوده اعداد رینولدزهای پایین (5000-12000) بیشتر است به عنوان مثال مبدل با پره‌هایی به ارتفاع 2mm در عدد رینولدز 5000، عدد ناسلت را نزدیک به 12% افزایش می‌دهد در حالی که در عدد رینولدز 100000، تنها افزایش 4 درصدی عدد ناسلت مشاهده می‌شود، می‌توان دلیل این اتفاق را تاثیر بیشتر افزایش آشفته‌گی جریان بر انتقال حرارت در محدوده اعداد رینولدز پایین‌تر دانست که موجب انتقال حرارت و افت فشار بیشتر در اعداد رینولدز پایین‌تر می‌شود در حالی که در اعداد رینولدز بالا وجود پره‌ها تاثیر کمتری بر آشفته‌سازی جریان دارد.

4-4- بررسی تاثیر افزودن نانوذرات

"شکل 6" تاثیر افزودن نانوذرات به سیال با کسر حجمی (ϕ) متفاوت بر مبدل حرارتی دو لوله با پره‌هایی به ضخامت 1mm و ارتفاع 2mm و با گام 0.2 را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که مبنای محاسبه‌ی کارایی حرارتی مبدل حرارتی پره‌دار با جریان نانوسیال، مبدل حرارتی پره‌دار با جریان آب است. افزودن نانوذرات به آب با کسرهای حجمی 1% و 2% علاوه بر افزایش 13-18% عدد ناسلت موجب افزایش ضریب اصطکاک شد، با این حال افزودن نانوذرات به سیال پایه کارایی حرارتی مبدل پره‌دار و بدون پره را بهبود بخشید. همان‌طور که در "شکل 6" مشاهده می‌شود استفاده از نانوسیال در مبدل پره‌دار کارایی حرارتی را بیشتر از مبدل بدون پره افزایش می‌دهد البته لازم به ذکر است که برای جریان نانوسیال از عدد رینولدز 37000 به بعد کارایی حرارتی مبدل بدون پره کاهش می‌یابد ولی در مبدل پره‌دار افزودن نانوذرات به سیال در تمام محدوده عدد رینولدز بررسی شده افزایش کارایی حرارتی را نشان می‌دهد.

5- نتیجه گیری

در مطالعه‌ی حاضر، تاثیر افزودن پره‌های دایروی روی دیواره مبدل حرارتی دولوله و نانوذرات به سیال پایه به صورت عددی بررسی شد. نتایج نشان دادند افزودن پره‌های دایروی روی لوله داخلی مبدل حرارتی دولوله آشفته‌گی جریان را افزایش می‌دهد و موجب افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار می‌شود. مدل‌سازی عددی نشان داد که برای پره‌های با ارتفاع یکسان، کمترین گام پره (Pt=0.05) بیشترین افزایش عدد ناسلت را

- [10] A. Anvari, R. Lotfi, A. Rashidi, S. Sattari, Experimental research on heat transfer of water in tubes with conical ring inserts in transient regime, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 5, pp. 668-671, 2011.
- [11] N. Budak, H. Yucel, Z. Argunhan, Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Turbulator on Heat Transfer in a Concentric-type Heat Exchanger, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 322-336, 2016.
- [12] L. S. Sundar, K. Sharma, Turbulent heat transfer and friction factor of Al₂O₃ nanofluid in circular tube with twisted tape inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 7, pp. 1409-1416, 2010.
- [13] W. I. Aly, Numerical study on turbulent heat transfer and pressure drop of nanofluid in coiled tube-in-tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, Vol. 79, pp. 304-316, 2014.
- [14] M. Heyhat, F. Kowsary, A. Rashidi, M. Momenpour, A. Amrollahi, Experimental investigation of laminar convective heat transfer and pressure drop of water-based Al₂O₃ nanofluids in fully developed flow regime, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 44, pp. 483-489, 2013.
- [15] J. Jayakumar, S. Mahajani, J. Mandal, P. Vijayan, R. Bhoi, Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers, *chemical engineering research and design*, Vol. 86, No. 3, pp. 221-232, 2008.
- [16] B. C. Pak, Y. I. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer an International Journal*, Vol. 11, No. 2, pp. 151-170, 1998.
- hydrodynamically developed turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 6, No. 7, pp. 537-557, 1963.
- [3] M. Escudier, P. Oliveira, F. Pinho, Fully developed laminar flow of purely viscous non-Newtonian liquids through annuli, including the effects of eccentricity and inner-cylinder rotation, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 23, No. 1, pp. 52-73, 2002.
- [4] W. Yu, D. M. France, J. L. Routbort, S. U. Choi, Review and comparison of nanofluid thermal conductivity and heat transfer enhancements, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 29, No. 5, pp. 432-460, 2008.
- [5] S. Fotukian, M. N. Esfahany, Experimental study of turbulent convective heat transfer and pressure drop of dilute CuO/water nanofluid inside a circular tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 2, pp. 214-219, 2010.
- [6] S. Lee, S.-S. Choi, S. Li, and, J. Eastman, Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles, *Journal of Heat transfer*, Vol. 121, No. 2, pp. 280-289, 1999.
- [7] S. Z. Heris, M. N. Esfahany, S. G. Etemad, Experimental investigation of convective heat transfer of Al₂O₃/water nanofluid in circular tube, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 28, No. 2, pp. 203-210, 2007.
- [8] T. L. Bergman, F. P. Incropera, A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*: John Wiley & Sons, 2011.
- [9] V. Kongkaiatpaiboon, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 5, pp. 568-574, 2010.