

کاربرد نانو سیال آب-آلومینا گاما در مبدل گرمایی پوسته و لوله در غلظت‌های حجمی گوناگون

نوید بزرگان*⁺

آبادان، دانشگاه آزاد اسلامی واحد آبادان، گروه مهندسی مکانیک

محدثه میری، فرهاد وحیدی‌نیا

زابل، دانشگاه زابل، گروه مهندسی مکانیک

چکیده: در پژوهش حاضر، کاربرد نانو سیال آب-آلومینا گاما تا بیش‌ترین غلظت حجمی ۷٪ در مبدل گرمایی پوسته و لوله در شرایط جریان معشوش به صورت عددی مطالعه شده است. در ابتدا، رابطه‌های انتقال گرمای میان نانو سیال به‌عنوان سیال خنک‌کننده (سیال لوله) و آب (سیال پوسته) برای محاسبه ضریب انتقال گرما، ضریب انتقال گرمای کلی و توان پمپ کردن نانو سیال استخراج شده‌اند. در ادامه عملکرد مبدل گرمایی با در نظر گرفتن نانوسیال در قسمت لوله در شرایط جریان درهم بررسی شده است. در بیش‌تر مقاله‌های علمی به سودمندی کاربرد نانوسیال در مبدل‌های گرمایی اشاره شده است اما در این پژوهش نتیجه‌ها نشان می‌دهد که افزایش چشمگیری در نرخ انتقال گرمای نانو سیال در جریان درهم دیده نمی‌شود و بیش‌ترین نرخ انتقال گرما در غلظت حجمی ۰٫۰۲۶ و در حدود ۴۵٪ نسبت به سیال پایه می‌باشد. همچنین نرخ انتقال گرما با کاربرد نانوسیال با غلظت حجمی بیش از ۰٫۰۲۶ رو به کاهش است.

واژه‌های کلیدی: نانوسیال؛ غلظت حجمی نانوذره‌ها؛ انتقال گرما؛ مبدل گرمایی لوله و پوسته؛ جریان درهم.

KEYWORDS: Nanofluid; Particle volume fraction; Heat transfer; Shell and tube heat exchanger; Turbulent flow.

مقدمه

امروزه یکی از چالش‌های موجود در صرفه‌جویی انرژی و افزایش بهره‌وری در بسیاری از صنایع، موضوع خنک‌کاری است. به‌علت توسعه سریع فناوری مدرن در صنایع گوناگون، استفاده از سیال‌های متداولی همچون آب و اتیلن گلیکول (به‌علت هدایت گرمایی ضعیف) در سامانه‌هایی که نیاز به خنک‌کاری در شارهای گرمایی بالا (ده‌ها مگا وات بر متر مربع) دارند یک چالش محسوب می‌شود. افزایش سطح انتقال گرما یکی از راه‌های قدیمی

انتقال انرژی گرمایی در بسیاری از واحدهای صنعتی و شیمیایی از مهم‌ترین بخش‌های عملیات شیمیایی محسوب می‌شود. درصد بالایی از این موردها را مبدل‌های گرمایی انجام می‌دهند. در حال حاضر، مهم‌ترین و پر کاربردترین آن‌ها، مبدل‌های لوله و پوسته هستند که آن‌ها را در بیش‌تر واحدهای شیمیایی بزرگ و یا کوچک می‌توان دید. دلیل کاربرد گسترده این نوع مبدل‌ها، سطح تماس زیاد برای انتقال گرما در فضایی کوچک است.

*E-mail: n.bozorgan@gmail.com

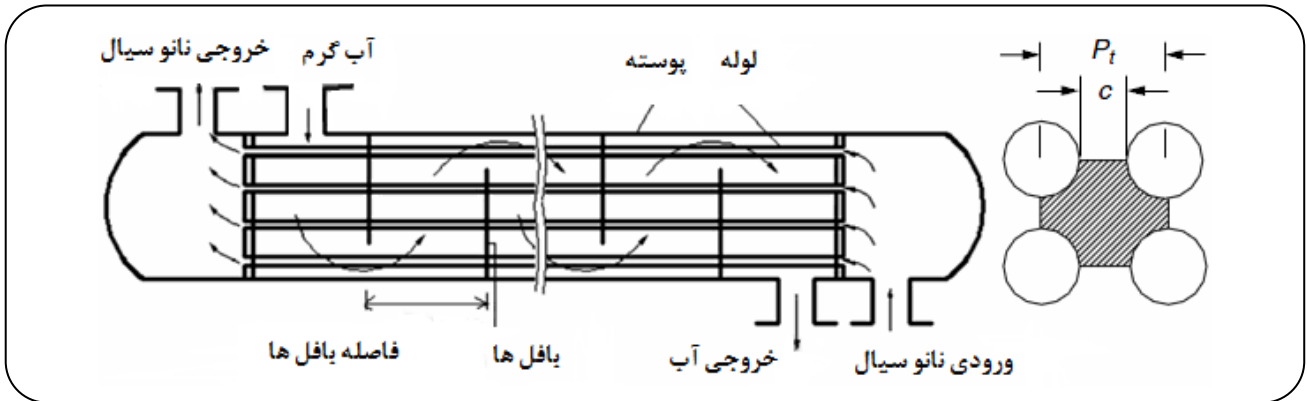
*عهده دار مکاتبات

غلظت‌ها کاهش بازده نسبت به سیال پایه خالص وجود دارد به جز در غلظت ۱۰٪ که افزایش کمی در بازده ترموسیفون دیده می‌شود. نتیجه‌های تجربی *تایواری و همکاران* [۹] نشان می‌دهد که غلظت حجمی بهینه نانوسیال‌های $\text{CeO}_2/\text{آب}$ ، $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{آب}$ ، $\text{TiO}_2/\text{آب}$ ، $\text{SiO}_2/\text{آب}$ به کار رفته در مبدل گرمایی صفحه‌ای برای بیشینه کردن نرخ انتقال گرما به ترتیب ۰٫۷۵، ۱، ۰٫۷۵ و ۱٫۲۵ درصد می‌باشد و استفاده از این نانوسیال‌ها در غلظت‌های حجمی بالاتر سودمند نیست. نتیجه‌های رفیعی [۱۰] نشان می‌دهد که کاربرد نانوسیال‌های آلومینا - آب و آلومینا - اتیلن گلیکول در ناحیه حلقوی بین دو استوانه هم مرکز در شار گرمایی ثابت هنگامی که نسبت طول به قطر هیدرولیکی از مقدار مشخصی بیش‌تر شود سودمند نیست و تولید آنتروپی نانوسیال‌های بیش‌تر از سیال پایه می‌شود. *کیم و همکاران* [۱۱] بیان نمودند که افزایش چشمگیری در انتقال گرمای جابه‌جایی با استفاده از نانو سیال‌های کربنی در جریان درهم دیده نمی‌شود اما در جریان آرام افزایش انتقال گرما حدود ۸٪ بوده است. *پانتزلی و همکاران* [۱۲] بیان نمودند که استفاده از نانو سیال‌ها به‌عنوان سیال خنک‌کننده در جریان آرام در مقایسه با جریان درهم سودمندتر است. *منصور و همکاران* [۱۳] بیان نمودند که کارایی نانوسیال در مبدل‌های گرمایی افزون بر ویژگی‌های ترموفیزیکی آن‌ها به نوع مبدل گرمایی و شرایط کارکرد آن و نوع جریان سیال (آرام یا درهم) نیز بستگی دارد. *محبی و همکاران* [۱۴] انتقال گرمای نانوسیال آب - آلومینا تا بیش‌ترین غلظت حجمی ۵٪ را در لوله‌های دنداندار با شکل‌های گوناگون (مستطیلی، دوزنقه‌ای و نیم دایره‌ای) در شرایط جریان درهم و شار گرمایی ثابت به‌صورت عددی بررسی کردند. نتیجه‌های آن‌ها نشان می‌دهد که شکل دنداندار لوله در افزایش انتقال گرمای نانوسیال در جریان درهم بسیار مؤثر است.

از آنجایی که در مبدل‌های گرمایی صنایع گوناگون حجم بالایی از نانو سیال نیاز است و جریان درهم می‌باشد بنابراین پژوهشگران در آینده باید مطالعه‌های بیش‌تری بر روی انتقال گرما جابه‌جایی نانو سیال‌ها در جریان درهم انجام دهند.

در کار حاضر کارایی استفاده از نانو سیال آب - آلومینا گاما به‌عنوان سیال خنک‌کننده در مبدل گرمایی پوسته و لوله در شرایط جریان درهم بر پایه رابطه‌ای تجربی ترموفیزیکی توسعه یافته مورد بررسی قرار گرفته است و نتیجه‌های به‌دست آمده با سیال پایه مقایسه شده است.

در افزایش نرخ خنک‌کنندگی می‌باشد. راه حلی که در دهه اخیر به کمک مهندسی سیالات آمده است و به بهبود ویژگی‌های انتقال گرمای سیال‌های رایج حامل انرژی منجر شده است، فناوری نانو است. استفاده از ذره‌های با اندازه نانومتری در سیال خالص پایه به‌منظور افزایش هدایت گرمایی آن و حذف مشکلاتی که مخلوط‌های دارای ذره‌های میلی‌متری و میکرومتری داشتند برای اولین بار در آزمایشگاه ملی آرگون آمریکا توسط چوی و *ایستمن* [۱] در سال ۱۹۹۵ میلادی مطرح شد و آن‌ها این سوسپانسیون را نانو سیال نامیدند. در ده سال گذشته بسیاری از پژوهشگران ویژگی‌های انتقال گرما نانو سیال‌های گوناگون را در کاربردهای گوناگون انتقال گرما بررسی نموده‌اند. *داس و همکاران* [۲]، *وانگ و ماحومدار* [۳] پژوهش‌های انجام شده توسط پژوهشگران گوناگون را خلاصه و گردآوری نمودند. آن‌ها بیان نمودند که پژوهش‌های انجام شده نشان می‌دهند که هدایت گرمایی نانو سیال بیش‌تر از سیال پایه است و به عامل‌هایی همچون اندازه، شکل و غلظت حجمی نانو ذره‌ها و همچنین نوع نانو ذره‌ها و سیال پایه بستگی دارد. *داس و همکاران* [۲] بیان نمودند که افزایش هدایت گرمایی نانو سیال در بهینه‌سازی عملکرد مبدل‌های گرمایی لازم است اما شرط کافی نیست، از این رو نیاز به پژوهش‌های بیش‌تری است. پژوهش‌های تجربی انجام شده در مورد انتقال گرمای نانوسیال‌ها بیش‌تر با رژیم جریان آرام و در لوله‌های مدور و میکروکانال‌ها بوده است. این پژوهش‌های تجربی نشان می‌دهند که از انواع گوناگون نانو ذره‌ها در غلظت‌های حجمی گوناگون، استفاده از نانو ذره‌های اکسید فلزی تا بیش‌ترین غلظت حجمی ۴٪ از نظر کارایی مناسب و ارزان بودن دلخواه هستند. البته شایان ذکر است که موارد متناقضی در نتیجه‌های تجربی پژوهشگران گوناگون دیده می‌شود. به‌عنوان نمونه *ون و دینگ* [۴] بیان نمودند که افزایش ضریب انتقال گرمای نانوسیال بیش‌تر از افزایش هدایت گرمایی آن بوده است و این یافته علمی در تناقض با نتیجه‌های تجربی *یانگ و همکاران* [۵] می‌باشد. *شوان و لی* [۶] نشان دادند که افزایش انتقال گرما در یک لوله افقی با کاربرد نانوسیال مس در شرایط جریان درهم حدود ۴۰٪ بوده است در حالی که نتیجه‌های *ویلیامز و همکاران* [۷] افزایشی چشمگیر در انتقال گرما با کاربرد نانو سیال‌های اکسیدی در جریان درهم را نشان نمی‌دهد. نوعی و *همکاران* [۸] تأثیر نانوسیال مس اکسید - استون را بر عملکرد گرمایی یک ترموسیفون دو فازی بسته بررسی کردند. نتیجه‌های آزمایشگاهی آن‌ها نشان می‌دهد که در بیش‌تر



شکل ۱- شمای مبدل گرمایی لوله و پوسته استفاده شده در پژوهش.

در معادله (۱)، ρ_{bf} و ρ_p به ترتیب چگالی سیال پایه و نانو ذره‌ها و در معادله (۲)، $c_{p,bf}$ و $c_{p,p}$ به ترتیب گرمای ویژه سیال پایه و نانو ذره‌ها می‌باشند. در روابط فوق، ϕ غلظت حجمی نانو ذره‌ها است. در معادله (۳)، T و T_{fr} به ترتیب دمای سیال پایه و دمای انجماد سیال پایه، Pr عدد پراتل سیال پایه و Re عدد رینولدز است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{\rho_{bf} k_b T}{\pi \mu_{bf} d_p} \quad (5)$$

در k_b ثابت بولتزمن و برابر با 1.3807×10^{-23} J/k است.

در معادله (۴)، μ_{bf} گرانیوی سیال پایه، d_p قطر نانو ذره‌ها و d_{bf} قطر معادل یک مولکول سیال پایه است که طبق معادله زیر محاسبه می‌شود [۱۷]:

$$d_{bf} = 0.1 \left(\frac{6M}{N\pi\rho_{bf0}} \right)^{1/3} \quad (6)$$

در معادله (۶)، $N = 6.0221 \times 10^{23} \text{ mol}^{-1}$ عدد آووگادرو، M وزن مولکولی سیال پایه و ρ_{bf0} چگالی سیال پایه در دمای $T_0 = 293^\circ \text{K}$ است که در این پژوهش $d_{bf} = 0.384 \text{ nm}$ محاسبه شده است.

مدل سازی ریاضی

با محاسبه ویژگی‌های ترموفیزیکی نانو سیال در غلظت‌های حجمی گوناگون، در این بخش مدل ریاضی بر اساس اصول انتقال گرما میان آب (سیال پوسته) و نانوسیال (سیال لوله) ارائه می‌شود. فرضیه‌های زیر در این مدل در نظر گرفته شده است:

پیش بینی ویژگی‌های ترموفیزیکی نانو سیال

در این پژوهش از نانو سیال آب - آلومینا گاما (نانو ذره‌های ۱۱ نانومتری) به عنوان سیال خنک کننده در مبدل گرمایی پوسته و لوله مطابق شکل ۱ استفاده شده است. ویژگی‌های مبدل گرمایی و شرایط عملکرد آن در جدول ۱ داده شده است. لوله‌ها در این مبدل گرمایی یک بار - گذر می‌باشند. جدول ۲ ویژگی‌های ترموفیزیکی نانو سیال آب - آلومینا گاما (سیال لوله) و آب (سیال پوسته) که در دماهای متوسط لوله و پوسته محاسبه شده‌اند را نشان می‌دهد. دمای آب ورودی به پوسته (سیال گرم) و دمای نانو سیال ورودی به لوله (سیال سرد) به ترتیب ۳۲ و ۲۰ درجه سلسیوس است. شدت جریان جرمی سیال‌های پوسته و لوله به ترتیب ۵۰ و ۱۵۰ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

در پژوهش حاضر، چگالی (ρ_{nf}) و گرمای ویژه نانو سیال آب - آلومینا گاما ($c_{p,nf}$) به ترتیب با استفاده از روابط پاک [۱۵] و شوان [۱۶] و همچنین هدایت گرمایی (k_{nf}) و گرانیوی نانو سیال (μ_{nf}) با استفاده از روابط شبه تجربی کورسیون [۱۷] پیش بینی شده‌اند:

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

$$c_{p,nf} = \frac{(1 - \phi)\rho_{bf}c_{p,bf} + \phi\rho_p c_{p,p}}{\rho_{nf}} \quad (2)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 4.4 Re^{0.4} Pr^{0.66} \left(\frac{T}{T_{fr}} \right)^{1.4} \left(\frac{k_p}{k_{bf}} \right)^{0.7} \phi^{0.66} \quad (3)$$

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_{bf}}{1 - 34.87(d_p/d_{bf})^{-0.7} \phi^{1.2}} \quad (4)$$

جدول ۱ - ویژگی‌های هندسی و شرایط عملکرد مبدل گرمایی لوله و پوسته استفاده شده در پژوهش [۱۸].

۱۶mm	قطر داخلی لوله (d_i)
۱۹mm	قطر خارجی لوله (d_o)
۴٫۵۴m	طول لوله (L)
۳۷۴	تعداد لوله‌ها (N)
۰٫۰۲۵۴m	گام لوله‌ها (P_t)
۰٫۵۸m	قطر داخلی استوانه پوسته (D_s)
۰٫۵M	فاصله بافل‌ها (B)
۲۵٪	درصد برش بافل
۱۵۰kg/s	دبی جرمی نانو سیال (سیال لوله)
۵۰kg/s	دبی جرمی آب (سیال پوسته)
۲۰ °C	دمای ورودی نانو سیال
۳۲ °C	دمای ورودی آب

جدول ۲ - ویژگی‌های ترموفیزیکی نانوسیال (سیال پایه آب و نانو ذره‌های آلومینا گاما) (سیال لوله) و آب (سیال پوسته).

گرانیوی دینامیکی (kg/ms)	ضریب هدایت گرمایی (W/mK)	چگالی (kg/m^3)	گرماوی ویژه (J/kgK)	
$۸٫۱۵ \times ۱۰^{-۴}$	۰٫۶۱۲	۹۹۵٫۹	۴۱۷۹	آب (سیال پوسته)
$۱۰٫۰۲ \times ۱۰^{-۴}$	۰٫۵۹۸	۹۹۸٫۲	۴۱۸۲	آب (سیال پایه)
—	۴۶	۳۷۰۰	۸۸۰	نانو ذرات آلومینا گاما

در دمای متوسط آن به گرانیوی نانو سیال در دمای متوسط دیواره لوله تعریف می‌شود. همچنین در معادله‌ی (۷)، D_e قطر معادل پوسته به صورت معادله‌ی زیر تعریف می‌شود:

$$D_e = \frac{4 \left(P_t^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad (۸)$$

در معادله‌ی (۸)، d_o و P_t به ترتیب قطر خارجی و گام لوله می‌باشند.

در معادله‌ی (۷)، اعداد بی‌بعد رینولدز و پرانتل سیال پوسته به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$Pr_h = \frac{c_{p,h} \mu_h}{k_h}, \quad Re_h = \left(\frac{\dot{m}_h}{A_{cf}} \right) \frac{D_e}{\mu_h} \quad (۹)$$

- جریان سیال تراکم ناپذیر، پایدار و درهم است.
 - تاثیر نیروهای حجمی ناچیز است.
 - ویژگی‌های ترموفیزیکی نانو سیال ثابت است.
- انتقال گرمای تک فازی برای نانو سیال در نظر گرفته شده است.

محاسبه‌های مرتبط با سیال پوسته

در پژوهش حاضر، ضریب انتقال گرمای سیال پوسته طبق معادله‌ی (۷) محاسبه می‌شود [۱۸]:

$$h_h = \frac{0.36 k_h}{D_e} Re_h^{0.55} Pr_h^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\mu_{nf}}{\mu_{wnf}} \right)^{1/4} \quad (۷)$$

در معادله‌ی فوق، h و nf به ترتیب اشاره به سیال گرم (سیال پوسته) و نانو سیال (سیال لوله) دارد. $\left(\frac{\mu_{nf}}{\mu_{wnf}} \right)^{1/4}$ ضریب اصلاحی گرانیوی می‌باشد که به صورت گرانیوی نانو سیال

در نظر گرفته می‌شود و مقادیرهای h_{nf} و h_h محاسبه می‌شوند و از معادله‌ی انتقال گرمای زیر دمای متوسط دیواره لوله مشخص می‌شود:

$$q_{conv} = h_{nf} (T_w - t_{ave}) = h_h (T_{ave} - T_w) \quad (15)$$

بنابراین با محاسبه دمای متوسط دیواره لوله (T_w)، ضریب اصلاحی تعیین می‌شود و ضرایب انتقال گرمای سیال‌های لوله و پوسته به‌طور دقیق محاسبه می‌شوند. در معادله‌ی (۱۵)، t_{ave} و T_{ave} به ترتیب دمای متوسط سیال لوله و دمای متوسط سیال پوسته می‌باشند.

در این پژوهش افت فشار (ΔP_{nf}) و توان پمپ کردن (PP) برای نانو سیال درون لوله‌های مبدل گرمایی لوله و پوسته بر اساس قانون پوآزی [۲۰] طبق روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$\Delta P_{nf} = \left(\frac{128 \mu_{nf} L \dot{V}_{nf}}{\pi d_i^4} \right) \times N \times n \quad (16)$$

$$PP = \dot{m}_{nf} \frac{\Delta P_{nf}}{\rho_{nf}} \quad (17)$$

L طول لوله و \dot{V}_{nf} غلظت حجمی نانو سیال است.

محاسبه‌های انتقال گرمای کلی

۱) ضریب انتقال گرمای کلی (U): با محاسبه ضریب‌های انتقال گرمای سیال‌های لوله و پوسته می‌توان ضریب انتقال گرمای کلی را طبق معادله‌ی زیر به‌دست آورد:

$$U = \left(\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_{nf}} \times \frac{d_o}{d_i} + Rf \right)^{-1} \quad (18)$$

Rf ضریب گرفتگی است و برابر $0.000176 \text{ m}^2 \text{KW}^{-1}$ در نظر گرفته شده است.

۲) مساحت کل سطح انتقال گرما واقعی لوله‌ها (A_{real}): با داشتن ابعاد هندسی مبدل گرمایی نشان داده شده در جدول ۱ می‌توان A_{real} را به‌صورت زیر محاسبه نمود:

$$A_{real} = N \pi d_o L \quad (19)$$

۳) مساحت کل سطح انتقال گرمای محاسباتی لوله‌ها (A_{calc}): با محاسبه نرخ انتقال گرما طبق رابطه‌های زیر می‌توان A_{calc} را محاسبه نمود:

در معادله‌ی فوق \dot{m}_h ، شدت جریان جرمی سیال پوسته و A_{cf} مساحت مقطع عرضی جریان است که طبق معادله‌ی زیر به‌دست می‌آید (با توجه به شکل ۱):

$$A_{cf} = \frac{D_s c B}{P_t} \quad , \quad c = P_t - d_o \quad (10)$$

در معادله‌ی (۱۰)، D_s و B به ترتیب قطر داخلی استوانه پوسته و فاصله بافل‌ها می‌باشند.

محاسبه‌های مرتبط با سیال لوله (نانو سیال)

در پژوهش حاضر، ضریب انتقال گرمای سیال لوله (نانو سیال) طبق معادله‌ی (۱۱) محاسبه شده است. این رابطه توسط *وئسون* [۱۹] در سال ۲۰۰۲ میلادی برای پیش‌بینی ضریب انتقال گرمای نانو سیال‌ها در جریان درهم به‌صورت زیر ارائه شده است:

$$\frac{h_{nf} d_i}{k_{nf}} = Nu_{nf} = \quad (11)$$

$$0.7059 \left(1.0 + 7.6286 \phi^{0.6886} Pe_d^{0.01} \right) \times Re_{nf}^{0.7338} Pr_{nf}^{0.4} \left(\frac{\mu_{nf}}{\mu_{wnf}} \right)^{0.14}$$

d_i قطر داخلی لوله است. در این رابطه، اعداد بی بعد پکلت، رینولدز و پرانتل نانو سیال به ترتیب برابرند با:

$$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{\rho_{nf} c_{p,nf}} \quad , \quad Pe_d = \frac{u_{nf} d_p}{\alpha_{nf}} \quad (12)$$

$$a_t = \frac{\pi d_i^2 \left(\frac{N}{n} \right)}{4} \quad , \quad Re_{nf} = \frac{\dot{m}_{nf} d_i}{a_t \mu_{nf}} \quad (13)$$

$$Pr_{nf} = \frac{c_{p,nf} \mu_{nf}}{k_{nf}} \quad (14)$$

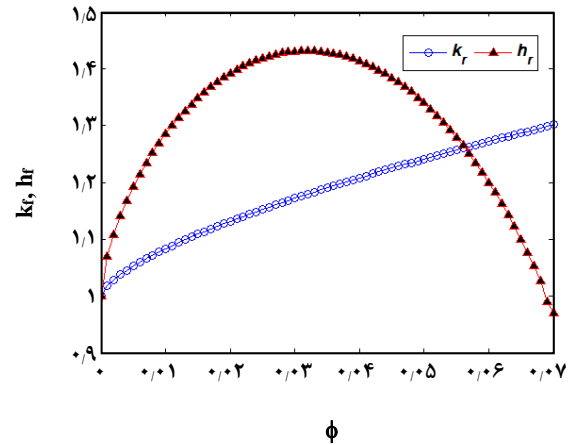
در معادله‌ی (۱۲)، U_{nf} سرعت نانو سیال و α_{nf} ضریب پخشش گرمایی نانو سیال می‌باشد. در معادله‌ی (۱۳)، \dot{m}_{nf} شدت جریان جرمی نانو سیال، a_t سطح کل جریان در لوله‌ها، N تعداد لوله‌ها می‌باشند. همچنین به‌علت اینکه لوله‌های مبدل در یک گذر در نظر گرفته شده است در معادله‌ی (۱۳)، $n=1$ است. ضریب اصلاحی گرانیروی، نسبت گرانیروی نانو سیال در دمای متوسط آن به ویسکوزیته نانو سیال در دمای متوسط دیواره لوله می‌باشد. این ضریب برای محاسبه دقیق ضریب‌های انتقال گرمای سیال پوسته (آب) و سیال لوله (نانو سیال) باید به‌طور دقیق محاسبه شود. اما دمای متوسط دیواره لوله مشخص نیست پس باید آن را محاسبه نمود. در ابتدا ضریب اصلاحی واحد

و در پیش‌بینی هدایت گرمایی و گرانشی نانو سیال از مدل شبه‌تجربی کورسیون استفاده شده است.

شکل ۲ نشان می‌دهد که با افزایش غلظت حجمی نانو سیال و در نتیجه آن افزایش k_r ، h_r نیز افزایش یافته است. نتیجه‌های این پژوهش با نتیجه‌های اسف و همکاران [۲۱] شباهت دارد. نتیجه‌های آن‌ها $h_r=1,36$ برای نانوسیال آب - منیزیم اکسید با غلظت حجمی ۱٪ را نشان می‌دهد درحالی که نتیجه‌های این پژوهش $h_r=1,285$ برای نانوسیال آب - آلومینا گاما را در همین غلظت حجمی نشان می‌دهد. نتیجه‌ها نشان می‌دهد که h_r با افزایش غلظت حجمی نانوذره‌های آلومینا گاما تا ۰.۳۳٪ افزایش می‌یابد و $k_r < h_r$ تا غلظت حجمی ۰.۵۷٪ می‌باشد. همچنین ضریب انتقال گرمای نانوسیال در مقایسه با سیال پایه در غلظت‌های بیش‌تر از ۷٪ کمتر می‌شود ($h_r < 1 \Rightarrow \phi \geq 0.07$). علت این است که هدایت گرمایی نانوسیال با افزایش غلظت حجمی نانو ذره‌ها به‌علت هدایت گرمایی بالاتر نانوذره‌ها نسبت به سیال پایه و حرکت نامنظم نانو ذره‌ها در سوسپانسیون افزایش می‌یابد اما گرانشی آن نیز افزایش می‌یابد. افزایش هدایت گرمایی باعث تسریع تبادل انرژی میان نانو سیال و دیواره مبدل گرمایی و افزایش ضریب انتقال گرما می‌شود در حالی که افزایش گرانشی نانوسیال باعث کاهش حرکت سیال و کاهش عدد رینولدز و در نتیجه آن کاهش میزان انتقال گرما می‌شود. نتیجه‌های به‌دست آمده در این پژوهش با نتیجه‌های لیلیا و همکاران [۲۲] شباهت دارد. آن‌ها یافتند که ضریب انتقال گرما در نانوسیال آب - آلومینیوم اکسید با غلظت حجمی ۳٪ از نانوسیال آب - آلومینیوم اکسید با غلظت حجمی ۱.۳۳٪ و ۲٪ پایین‌تر است.

مطابق شکل ۳، ضریب انتقال گرمایی کلی رفتاری همانند با ضریب انتقال گرما دارد. نتیجه‌های این پژوهش با نتیجه‌های تجربی جو و همکاران [۲۳] شباهت دارد. آن‌ها گزارش دادند که ضریب انتقال گرمایی کلی در نانوسیال در مقایسه با سیال پایه بیش‌تر است.

نرخ انتقال گرما با استفاده از معادله (۲۰) و با محاسبه U ، NTU و C^* برای نانوسیال آب-آلومینا گاما در غلظت‌های حجمی گوناگون در این پژوهش محاسبه شده و در شکل ۴ نشان داده شده است. نتیجه‌ها نشان می‌دهد که بیش‌ترین نرخ انتقال گرما در غلظت حجمی ۰.۲۶٪ و در حدود ۴.۵٪ نسبت به سیال پایه می‌باشد. بنابراین در پژوهش حاضر، افزایش چشمگیری در نرخ انتقال گرمایی نانو سیال در جریان درهم دیده نمی‌شود



شکل ۲- h_r و k_r در غلظت‌های حجمی گوناگون نانوسیال.

$$A_{calc} = \frac{q}{U \times F \times LMTD} \quad (20)$$

$$q = \varepsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{nf,i})$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C^*} \right) (NTU)^{0.7} \left\{ \exp \left[-C^* (NTU)^{0.78} \right] - 1 \right\} \right]$$

در رابطه‌های فوق:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \quad (21)$$

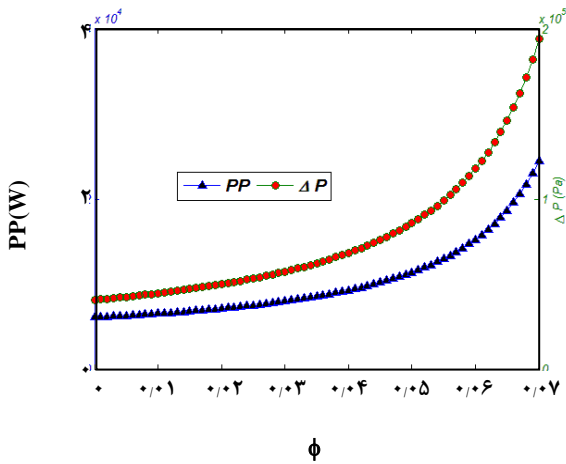
$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(m_{nf} C_{p,nf})}{(m_h C_{p,h})}$$

$$NTU = \frac{UA_{real}}{C_{min}}$$

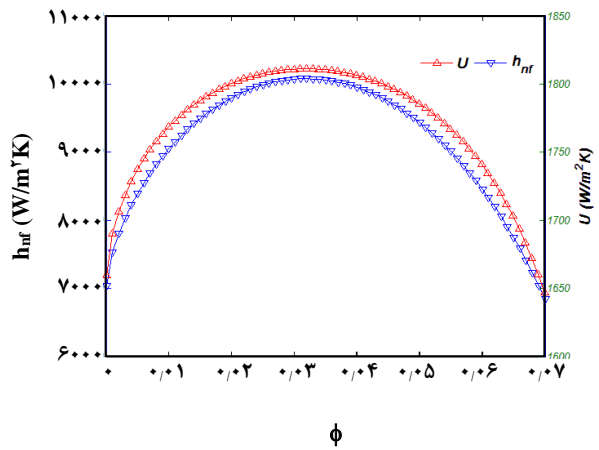
در روابط فوق: q نرخ انتقال گرما، F ضریب تصحیح، $LMTD$ اختلاف متوسط لگاریتمی، ε کارایی مبدل گرمایی، NTU تعداد واحدهای انتقال می‌باشند.

نتیجه‌ها و بحث

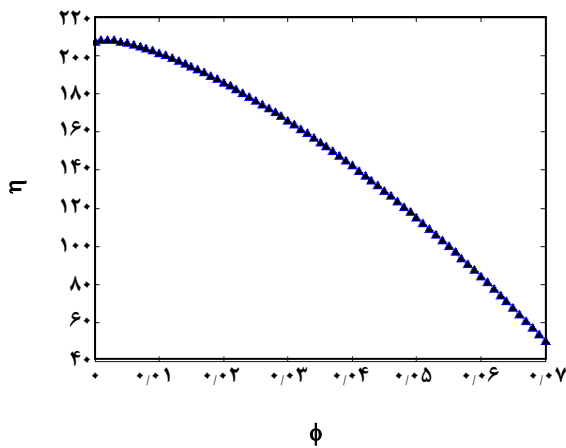
در این پژوهش، به‌منظور ارزیابی کاربردی نانو سیال آب - آلومینا گاما (سیال لوله) به‌عنوان سیال خنک‌کننده در مبدل گرمایی پوسته و لوله در شرایط جریان درهم مقدارهای PP ، ΔP_{nf} ، U ، q ، Nu_{nf} ، h_{nf} ، $h_r = (h_{nf} / h_{bf})$ ، $k_r = (k_{nf} / k_{bf})$ تا بیش‌ترین غلظت حجمی ۰.۰۷٪ محاسبه شده‌اند. در محاسبه‌های انجام شده، قطر نانو ذره‌های آلومینا گاما ۱۱ نانومتر است



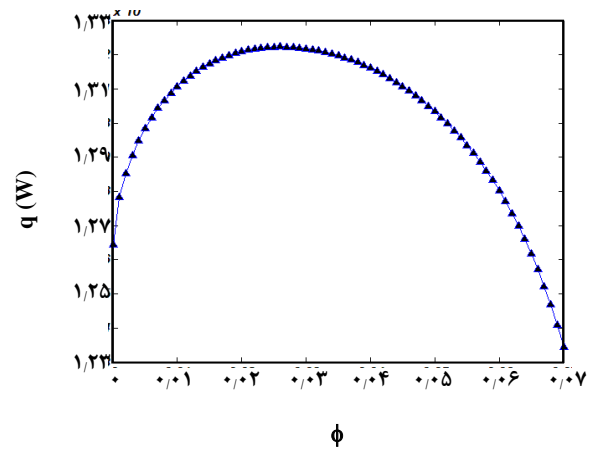
شکل ۵ - PP و ΔP در غلظت‌های حجمی گوناگون نانوسیال.



شکل ۳ - h_{nf} و U در غلظت‌های حجمی گوناگون نانو سیال.



شکل ۶ - شاخص عملکرد در غلظت‌های حجمی گوناگون.



شکل ۴ - نرخ انتقال گرما در مبدل گرمایی پوسته و لوله در غلظت‌های حجمی گوناگون.

در سیال با گرانروی و چگالی بالاتر بیشتر می‌باشد و این از معایب استفاده از نانو سیال به‌عنوان سیال خنک‌کننده محسوب می‌شود. در پژوهش حاضر، افت فشار و توان پمپاژ نانو سیال در غلظت‌های حجمی گوناگون در مبدل گرمایی محاسبه شده و نتیجه‌ها در شکل ۵ نشان داده شده است. نتیجه‌ها نشان می‌دهد که افت فشار با افزایش غلظت حجمی نانوسیال در حال افزایش است.

در پژوهش حاضر، نسبت نرخ انتقال گرما به توان پمپ کردن ($\eta=q/PP$) به‌عنوان شاخص عملکرد مبدل گرمایی تعریف شده است. شکل ۶ نشان می‌دهد که بهینه غلظت حجمی برای بیشینه کردن شاخص عملکرد برابر ۰/۱٪ می‌باشد.

و همچنین نرخ انتقال گرما با کاربرد نانوسیال با غلظت حجمی بیش از ۰/۰۲۶ رو به کاهش است. نتیجه‌های این پژوهش با نتیجه‌های آزمایشگاهی ویلیامز و همکاران [۷] شباهت دارد. آن‌ها انتقال گرما جابه‌جایی نانوسیال‌های آلومینا/آب (غلظت‌های حجمی ۰/۲ تا ۰/۹ درصد) و زیرکونیا/آب (غلظت‌های حجمی ۰/۲ تا ۰/۹ درصد) را به‌صورت آزمایشگاهی در دماهای ۲۱ تا ۷۶ درجه سلسیوس در جریان درهم در یک لوله افقی تا شار گرمایی بیش‌ترین 190 kW/m^2 بررسی نمودند. نتیجه‌های تجربی آن‌ها افزایش محسوسی در انتقال گرمای نانوسیال را نشان نمی‌دهد.

در تعیین افت فشار سیال خنک‌کننده، چگالی و گرانروی سیال بسیار تأثیرگذار می‌باشد به‌طوری که افت فشار

۱۰۱/۳۵ متر مربع محاسبه شده در حدود ۰/۲۵٪ اختلاف دارد. بنابراین محاسبه‌ها با دقت مناسبی انجام شده است.

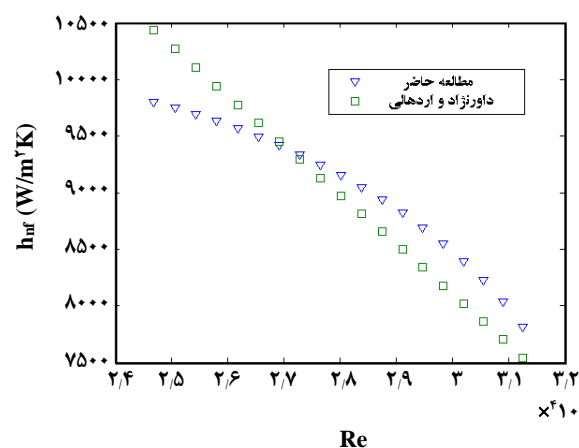
نتیجه‌گیری

از مهم‌ترین نتیجه‌های این پژوهش می‌توان به موردهای زیر اشاره نمود:

- (۱) با افزایش غلظت حجمی نانوذره‌های آلومینا گاما تا ۰/۳۲٪ افزایش می‌یابد و $k_f < h_f$ تا غلظت حجمی ۰/۵۷٪ می‌باشد.
- (۲) ضریب انتقال گرمای نانوسیال در مقایسه با سیال پایه در غلظت‌های بیش‌تر از ۷٪ کم‌تر می‌شود ($h_f < 1 \Rightarrow \phi \geq 0.07$).
- (۳) بیش‌ترین نرخ انتقال گرما در غلظت حجمی ۰/۲۶٪ و در حدود ۴/۵٪ نسبت به سیال پایه می‌باشد. در پژوهش حاضر، افزایش چشمگیری در نرخ انتقال گرمای نانو سیال در جریان درهم دیده نمی‌شود و همچنین نرخ انتقال گرما با کاربرد نانوسیال با غلظت حجمی بیش از ۰/۲۶٪ رو به کاهش است.
- (۴) بهینه غلظت حجمی نانوسیال برای بیشینه کردن شاخص عملکرد برابر ۰/۱٪ می‌باشد. در این غلظت حجمی بهینه شاهد افزایش یک درصدی نرخ انتقال گرما هستیم که دلخواه نیست.
- (۵) شاخص عملکرد نانوسیال در غلظت‌های بالاتر از ۰/۴٪ از شاخص عملکرد سیال پایه کم‌تر می‌شود.
- (۶) در آینده پژوهش‌های بیش‌تری در زمینه کاهش گرانیوی نانوسیال‌ها به منظور افزایش کارایی نانوسیال به‌عنوان سیال خنک‌کننده در سامانه‌های گرمایی باید انجام شود.

فهرست نمادها

A	مساحت کل سطح انتقال گرما، m^2
A_{cf}	مساحت مقطع عرضی جریان، m^2
B	فاصله بافل‌ها، m
c_p	گرمای ویژه، J/kg K
D_s	قطر داخلی استوانه پوسته، m
D_e	قطر معادل پوسته، m
d_i	قطر داخلی لوله، m
d_o	قطر خارجی لوله، m
d_{bf}	قطر معادل یک مولکول سیال پایه، nm
d_p	قطر نانو ذره، nm
F	ضریب تصحیح
h	ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی، $W/m^2.K$
k	هدایت گرمایی، W/m K



شکل ۷ - مقایسه نتیجه‌های پژوهش حاضر با نتیجه‌های داورنژاد و اردهالی [۲۵].

شکل ۶ نشان می‌دهد که شاخص عملکرد نانوسیال در غلظت‌های بالاتر از ۰/۴٪ از شاخص عملکرد سیال پایه آب کم‌تر می‌شود. این یافته با نتیجه‌های ویلیامز و همکاران [۲۴] شباهت دارد. آن‌ها نشان دادند که شاخص عملکرد نانوسیال‌های آلومینا/آب و زیرکونیا/آب کمتر از سیال پایه آب است. با توجه به نتیجه‌های به‌دست آمده در غلظت حجمی بهینه (۰/۱٪) شاهد افزایش یک درصدی نرخ انتقال گرما هستیم که دلخواه نیست. با توجه به اشکال ۴ و ۶ دیده می‌شود که بهینه غلظت حجمی در بیشینه شاخص عملکرد (۰/۱٪) از بهینه غلظت حجمی نانوسیال در بیش‌ترین نرخ انتقال گرما (۰/۲۶٪) کمتر است. این یافته با نتیجه‌های تجربی تایواری و همکاران [۹] شباهت دارد. همان‌گونه که اشاره شد نتیجه‌های این پژوهش مطابقت مناسبی با نتیجه‌های پژوهشگران دیگر دارد. همچنین در مقاله حاضر ضریب انتقال گرمای نانوسیال با نتیجه‌های داورنژاد و اردهالی [۲۵] که برای جریان نانوسیال در یک لوله در شرایط جریان درهم در غلظت‌های ۰/۰۰۲ تا ۰/۰۲ صادق است مقایسه شده و در شکل ۷ نشان داده شده است. مقایسه نتیجه‌ها، اختلاف میانگین ۳/۱۷ درصدی را نشان می‌دهد. همچنین برای اعتبارسنجی کد نوشته شده با مطلب، مساحت کل سطح مؤثر انتقال گرمای محاسباتی (A_{calc}) برای سیال پایه آب با استفاده از کد برابر ۱۰۱/۰۹ متر مربع محاسبه شده است که با مساحت کل سطح انتقال گرمای واقعی لوله‌ها (A_{real}) که با معادله‌ی (۱۹) و با داشتن ابعاد هندسی مبدل گرمایی برابر

\dot{V}_{nf}	شدت جریان حجمی نانو سیال، m^3/s	L	طول لوله، m
		LMTD	اختلاف متوسط لگاریتمی
	فهرست نمادهای یونانی	M	وزن مولکولی سیال پایه، kg/mol
ρ_{nf}	چگالی نانو سیال، kg/m^3	\dot{m}	شدت جریان جرمی، kg/s
ϕ	غلظت حجمی	N	عدد آووگادرو
μ_{nf}	ویسکوزیته نانو سیال، kg/m	Nu	عدد ناسلت
α_{nf}	ضریب پخشش گرمای نانو سیال، m^2/s	NTU	تعداد واحدهای انتقال
ε	کارایی مبدل گرمایی	N	تعداد لوله‌ها
ΔP_{nf}	افت فشار نانو سیال، Pa	n	در اینجا لوله‌های مبدل در یک گذر، $n=1$
	فهرست زیر نویس‌ها	Pr	عدد پرائنتل
ave	متوسط	Pe _d	عدد پکلت
bf	سیال پایه	pp	توان پمپاژ، W
h	سیال گرم (سیال پوسته)	P _t	گام لوله، m
i	ورودی	q	نرخ انتقال گرما، W
nf	نانو سیال (سیال لوله)	Re	عدد رینولدز
p	ذره‌ها	R _f	ضریب گرفتگی، m^2K/W
w	دیواره لوله	T, t	دما، °C
		T _w	دمای دیواره لوله، °C
		T _{fr}	دمای انجماد سیال پایه، °C
		U	ضریب انتقال گرمای کلی، W/m^2K

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۸/۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۱۲/۱۰

مراجع

- [1] Choi S. U. S., Eastman J. A., [Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles](#), "ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition", San Francisco, Calif, USA, 7 pages (1995).
- [2] Das S., Choi S., Patel H., [Heat Transfer in Nanofluids—a Review](#), *Heat Transfer Engineering*, **27**(10): 3- 19 (2006).
- [3] Wang X. Q., Mujumdar A.S., [Heat Transfer Characteristics of Nanofluids: A Review](#), *International Journal of Thermal Sciences*, **46**(1): 1-19 (2007).
- [4] Wen D., Ding Y., [Experimental Investigation into Convective Heat Transfer of Nanofluids at the Entrance Region under Laminar Flow Conditions](#), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**: 5181-5188 (2004).
- [5] Yang Y., Zhang Z.G., Grulke E.A., Anderson W.B., Wu G., [Properties of Nanoparticle-in-Fluid Dispersions \(Nanofluids\) in Laminar Flow](#), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **48**(6): 1107-1116 (2006).

- [6] Xuan Y., Li Q., [Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of Nanofluids](#), *Journal of Heat Transfer*, **125**: 151-155 (2003).
- [7] Williams W., Buongiorno J., Hu L.W., [Experimental Investigation of Turbulent Convective Heat Transfer and Pressure Loss of Alumina/water and Zirconia/water Nanoparticle Colloids \(Nanofluids\) in Horizontal Tubes](#), *Journal of Heat Transfer*, **130**(4): 7-13 (2008).
- [۸] نوعی، سید حسین؛ حریری دیبا، فرزانه؛ نوعی، سید مصطفی؛ حسینقلی زاده، نجمه؛ زینالی هریس، سعید؛ بررسی تجربی عملکرد نانوسیال مس اکسید-استون بر بازده گرمایی یک ترموسیفون دو فازی بسته، *نشریه شیمی و مهندسی شیمی ایران*، (۳) ۳۲ : ۳۱ تا ۳۸، (۱۳۹۲).
- [9] Tiwari A.K., Ghosh P., Sarkar J., [Particle Concentration Levels of Various Nanofluids in Plate Heat Exchanger for Best Performance](#), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **89**: 1110- 1118 (2015).
- [10] Rafee R., [Entropy Generation Calculation for Laminar Fully Developed Forced Flow and Heat Transfer of Nanofluids inside Annuli](#), *Journal of Heat and Mass Transfer Research*, **1**: 25-33 (2014).
- [11] Kim J., Kang Y.T., Choi C.K., [Soret and Dufour Effects on Convective Instabilities in Binary Nanofluids for Absorption Application](#), *International Journal of Refrigeration*, **30**(2): 323-328 (2007).
- [12] Pantzali M.N., Mouza A.A., Paras S.V., [Investigating the Efficacy of Nanofluids as Coolants in Plate Heat Exchangers \(PHE\)](#), *Chemical Engineering Science*, **64**: 3290-3300 (2009).
- [13] Mansour R.B., Galanis N., Nguyen, C.T., [Effect of Uncertainties in Physical Properties on Forced Convection Heat Transfer with Nanofluids](#), *Applied Thermal Engineering*, **27**: 240-249 (2007).
- [14] Mohebbi K., Rafee R., Talebi F., [Effects of Rib Shapes on Heat Transfer Characteristics of Turbulent Flow of Al₂O₃-Water Nanofluid inside Ribbed Tubes](#), *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering (IJCCE)*, **34**(3): 61-77 (2015).
- [15] Pak B.C., Cho Y.I., [Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids with Submicron Metallic Oxide Particles](#), *Experimental Heat transfer*, **11**: 151-170 (1998).
- [16] Xuan Y., Roetzel W., [Conceptions of Heat Transfer Correlation of Nanofluids](#), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **43**: 3701-3707 (2000).
- [17] Corcione M., [Empirical Correlating Equations for Predicting the Effective Thermal Conductivity and Dynamic Viscosity of Nanofluids](#), *Energy Conversion and Management*, **52**(1): 789-793 (2011).
- [18] Kakaç S., Liu H., ["Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design"](#), CRC Press, United States, 2nd ed., (2002).
- [19] Li Q., Xuan Y., [Convective Heat Transfer and Flow Characteristics of Cu–Water Nanofluid](#), *Science in China Series E: Technological Sciences*, **45**(4): 408-416 (2002).

- [20] Incropera F.P., DeWitt D.P., "Introduction to Heat Transfer", 4th ed. John Wiley and Sons (2002).
- [21] Esfe M.H., Saedodin S., Mahmoodi M., Experimental Studies on the Convective Heat Transfer Performance and Thermophysical Properties of MgO-Water Nanofluid under Turbulent Flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **52**: 68-78 (2014).
- [22] Lelea D., The Performance Evaluation of Al₂O₃/Water Nanofluid Flow and Heat Transfer in Microchannel Heat Sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **54**(17-18): 3891-3899 (2011).
- [23] Jwo C.S., Jeng L.Y., Teng T.P., Chen C.C., Performance of Overall Heat Transfer in Multi-Channel Heat Exchanger by Alumina Nanofluid, *Journal of Alloys and Compounds*, **504**: S385-S388 (2010).
- [24] Williams W.C., Buongiorno J., Hu L.W., The Efficacy of Nanofluids as Convective Heat Transfer Enhancing Coolants for Nuclear Reactor Applications, "Proceedings of the 2007 ANS Meeting", Boston, Jun. 24-28 (2007).
- [25] Davarnejad R., Mohammadi Ardehali R., Modeling of TiO₂-Water Nanofluid Effect on Heat Transfer and Pressure Drop, *International Journal of Engineering*, **27**(2): 195-202 (2014).