

تحلیل عددی و آماری نانوسیال بوهمیت-آلومینا در یک چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال های مارپیچ به روش تاگوچی

علیرضا فلاحت* استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد ماهشهر، دانشگاه آزاد اسلامی، ماهشهر، ایران، a_r_falahat@yahoo.com

چکیده

در این تحقیق، کارایی گرمایی-هیدرولیکی نانوسیال بوهمیت-آلومینا بر پایه آب در یک چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مارپیچ به صورت عددی بررسی شده است. فاکتورهای طراحی در چهار سطح شامل زاویه مارپیچ مینی کانال‌ها، عدد رینولدز، شکل نانوذرات و کسر حجمی نانوذرات انتخاب شدند. برای انجام تحلیل حساسیت فاکتورهای طراحی، از روش تاگوچی با آرایه متعامد L16 و تحلیل آماری واریانس استفاده شده است. عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانیگ و ضریب کارایی گرمایی کل به عنوان پارامترهای خروجی محاسبه شد. نتایج به دست آمده نشان داد که زاویه مارپیچ مینی کانال‌ها و شکل نانوذرات نقش حیاتی در عدد ناسلت و ضریب اصطکاک فانیگ با مجموع نسبت‌های مشارکت دو فاکتور به ترتیب ۸۵/۲۱٪ و ۹۶٪ دارد. همچنین، زاویه مارپیچ مینی کانال‌ها ۴۷/۹۳٪ در ضریب عملکرد حرارتی کل سهم دارد. ترکیب بهینه برای عدد ناسلت و ضریب کارایی گرمایی کل برابر A1B4C4D4 به دست می‌آید. به طور کلی، مینی کانال مارپیچ با نانوسیال بوهمیت-آلومینا می‌تواند به عنوان خنک کننده ترجیحی برای منابع گرمایی استوانه‌ای مفید باشد. **واژه‌های کلیدی:** چاه گرمایی استوانه‌ای، مینی کانال مارپیچ، نانوسیال، شکل نانوذره، روش تاگوچی، آنالیز واریانس.

Numerical and statistical analysis of boehmite alumina nanofluid in a cylindrical heat sink with helical minichannels using Taguchi method

A. R. Falahat

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

Abstract

In this research, hydrothermal performance of boehmite alumina nanofluid based on water in a cylindrical heat sink with helical minichannels is investigated numerically. The design factors were selected at four levels including the helix angle of minichannels, the Reynolds number, the nanoparticles shape and volume fraction of nanoparticles. To perform sensitivity analysis of design factors, the Taguchi method with L16 orthogonal array and statistical analysis of variance are used. The Nusselt number, the Fanning friction factor and the total thermal performance factor were computed as the output parameters. The obtained results showed that the helix angle of minichannels and the nanoparticles shape have a vital role in the Nusselt number and the Fanning friction factor with the sum of the contribution ratios of the two factors 85.21% and 96%, respectively. Also, the helix angle of minichannels has a 47.93% contribution in the total thermal performance factor. The optimal combination for the Nusselt number and the total thermal performance factor is acquired as A1B4C4D4. Overall, the helical minichannel with boehmite alumina nanofluid can be useful as a preferred cooling for the cylindrical heat sources.

Keyword: Cylindrical heat sink; Helical minichannel, nanofluid, nanoparticle shape, Taguchi method, Analysis of variance.

۱- مقدمه

و تولید انتروپی نانوسیال جدید هیبریدی نقره-گرافن در دو چاه گرمایی جدید پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که دمای بیشینه دیواره هر دو چاه گرمایی با افزایش کسر حجمی نانوذرات و افزایش سرعت ورودی، کاهش می‌یابد. همچنین دریافتند که در یک توان پمپاژ ثابت، تولید انتروپی کل و مقاومت گرمایی دیواره نانوسیال هیبریدی نسبت به سیال پایه کمتر می‌باشد. نارین و همکاران [۱۱]، انتقال گرما و افت فشار نانوسیال آب-آلومینا در یک میکروکانال مارپیچ را بصورت عددی بررسی نمودند. آن‌ها دریافتند که میکروکانال مارپیچ، کارایی گرمایی را بهبود می‌بخشد و کاهش شعاع مارپیچ، عدد ناسلت را افزایش می‌دهد. در سال‌های اخیر، تاثیر شکل نانوذرات بر انتقال گرما و افت فشار، توسط تعدادی از محققین بررسی گردیده است [۱۲-۱۶] و ونکی و همکاران [۱۷]، تاثیر شکل های مختلف نانوذرات بر مشخصات گرمایی-هیدرولیکی نانوسیال اتیلن گلاکول-اکسید سیلیسیم در یک کانال با دیواره‌های موجی را بصورت عددی بررسی نمودند. آن‌ها مشاهده نمودند که نانوذره پلاکتی شکل، بهبود انتقال گرمایی بیشتری نسبت به شکل های دیگر نانوذرات مورد بررسی دارد. عباسیان آرانی و

چاه های گرمایی میکروکانال و مینی کانال، بطور گسترده ای در بسیاری از سیستم های انرژی با توان بالا مانند میکروالکترونیک، باتری های وسایل نقلیه هیبریدی، میکروآکتور و غیره استفاده می شود [۳-۱]. بنابراین یافتن روش های موثر و مناسب برای بهبود انتقال گرما در فضاهای نسبتا کوچک، این چاه گرمایی بسیار ضروری می باشد. یکی از روش های افزایش کارایی گرمایی، استفاده از نانوسیال در میکرو کانال و مینی کانال می باشد [۴-۸]. بنابراین مطالعه بر روی انتقال گرما نانوسیال در چاه های گرمایی، مورد توجه محققین در دهه های اخیر می باشد.

هو و چن [۹]، کارایی گرمایی-هیدرولیکی نانوسیال آب-آلومینا در یک چاه گرمایی تخت دارای ده عدد مینی کانال مستقیم را بصورت تجربی بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که ضریب انتقال گرمایی جابجایی نانوسیال نسبت به سیال پایه آب، بالاتر می باشد و همچنین استفاده از نانوذرات در سیال پایه، توان پمپاژ را افزایش می‌دهد. بحیرایی و هاشمیان [۱۰] به بررسی عددی کارایی گرمایی-هیدرولیکی

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: AR.Falahat@iau.ac.ir

تاریخ دریافت: ۰۱/۰۸/۰۱

تاریخ پذیرش: ۰۱/۰۹/۰۷

همکاران [۱۸] به بررسی عددی مشخصات انتقال گرما و جریان نانوسیال اتیلن گلايکول-بوهمیت آلومینا در یک مینی کانال با دیواره موجی پرداختند. آن‌ها دریافته‌اند که شکل نانوذرات، تاثیر زیادی بر کارایی گرمایی-هیدرولیکی مینی کانال موجی دارد و همچنین نشان دادند که نانوذره با شکل کروی در کسر حجمی ۴٪، بیشترین کارایی گرمایی-هیدرولیکی را دارد. شهسوار و همکاران [۱۹]، تاثیر شکل های مختلف نانوذرات در نانوسیال بوهمیت آلومینا بر پایه آب-اتیلن گلايکول در یک مبادله کن گرمایی دو لوله ای را بصورت عددی مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که بیشترین و کمترین ضریب انتقال گرمای کلی و افت فشار، به ترتیب مربوط به نانوذرات پلاستی شکل و کروی می باشد. القرنی و همکاران [۲۰]، آنالیز اکسرژی نانوسیال بوهمیت آلومینا بر پایه آب در یک چاه گرمایی میکرو پین-فین را بصورت عددی انجام دادند. آن‌ها دریافته‌اند که نانوسیال حاوی نانوسیالات آجری شکل، بیشترین کاهش اکسرژی را دارد.

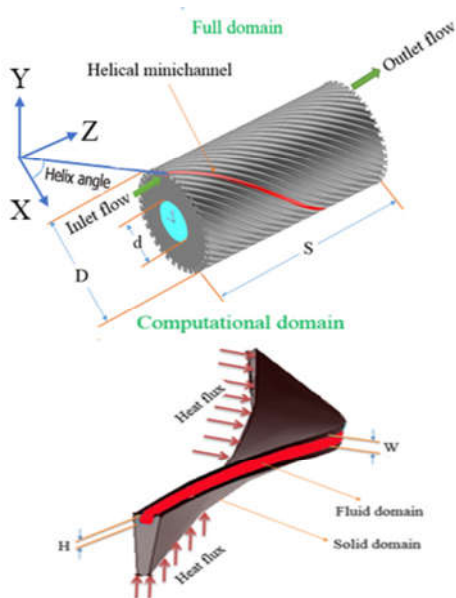
در سال های اخیر، مطالعات متعددی بر روی چاه های گرمایی میکروکانال و مینی کانال صورت پذیرفته است. اما تعداد کمی از این مطالعات در خصوص عملکرد گرمایی-هیدرولیکی چاه های گرمایی استوانه ای میکرو کانال و مینی کانال می باشد [۲۱-۲۵]. عزیززی و همکاران [۲۶]، مشخصات گرمایی-هیدرولیکی نانوسیال آب-مس در یک چاه گرمایی استوانه ای با میکروکانال های مستقیم را بصورت تجربی بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش غلظت نانوذرات، ضریب انتقال گرمای همرفتی و افت فشار، افزایش می یابند و همچنین، دو رابطه همبستگی برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک نانوسیال پیشنهاد دادند. فلاح و همکاران [۲۷ و ۲۸]، ویژگی های انتقال گرما، جریان سیال و تولید انتروپی آب در یک چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های مارپیچ را بصورت عددی و تجربی بررسی نمودند. نتایج تجربی و عددی آن‌ها نشان داد که با کاهش زاویه مارپیچ مینی کانال ها، انتقال گرما و افت فشار افزایش می یابد در حالی که تولید انتروپی کل، کاهش می یابد. همچنین، دو رابطه همبستگی جدید برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بدست آوردند. خلیفا و جفال [۲۹]، تاثیر سه نوع مینی کانال (مستقیم، مارپیچ و موجی) بر عملکرد گرمایی-هیدرولیکی یک چاه استوانه ای را بصورت عددی و تجربی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که چاه گرمایی با مینی کانال های مارپیچ، بهترین عملکرد گرمایی-هیدرولیکی را در مقایسه با مینی کانال های مستقیم و موجی را دارد. باهوش و فلاح [۳۰]، کارایی گرمایی-هیدرولیکی و تولید انتروپی نانوسیال آب-آلومینا در یک چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های مارپیچ بریده شده را بصورت تجربی بررسی نمودند. آن‌ها دریافته‌اند که انتقال گرما و افت فشار مینی کانال های مارپیچ بریده شده نسبت به بدون برش، کاهش می یابد و همچنین دریافته‌اند که کاهش زاویه مارپیچ مینی کانال ها و افزایش کسر حجمی نانوذرات، تولید انتروپی کل را کاهش می دهد. ربیعی و همکاران [۳۱]، مشخصات جریان سیال و انتقال گرمای نانوسیال هیبریدی گرافن-پلاتینیوم بر پایه آب در یک چاه گرمایی استوانه ای با میکروکانال های موجی را بصورت عددی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش کسر حجمی نانوذرات، ضریب انتقال گرمای همرفتی بصورت قابل توجهی افزایش می یابد در صورتی که، افزایش ضریب اصطکاک ناچیز می باشد.

هدف اصلی کار حاضر، مطالعه عددی ویژگی های جریان سیال و انتقال گرمای نانوسیال آب-بوهمیت آلومینا در یک چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های مارپیچ می باشد. تاثیر فاکتورهای طراحی، نظیر زاویه مارپیچ مینی کانال ها، عدد رینولدز، نوع نانوذره و کسر حجمی نانوذرات بر کارایی گرمایی-هیدرولیکی چاه گرمایی استوانه ای بررسی می گردد. از روش تاگوچی [۳۲-۳۵] و آنالیز واریانس جهت تجزیه و تحلیل حساسیت عوامل طراحی، استفاده شده است. تعداد شبیه سازی ها با توجه به طراحی آزمایش توسط روش تاگوچی کاهش می یابد و همچنین بهترین سطح هر فاکتور برای پارامترهای خروجی، مشخص می گردد. از آنالیز واریانس برای مشخص کردن درصد سهم هر فاکتور بر پارامترهای خروجی استفاده شده است.

۲- مدلسازی عددی

۲-۱- مدل هندسی

چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های مارپیچ و ناحیه محاسباتی در شکل ۱ نشان داده شده است. هر چاه گرمایی شامل ۳۶ مینی کانال مارپیچ می باشد. جنس چاه گرمایی از مس می باشد و سیال خنک کننده، نانوسیال آب-بوهمیت آلومینا با کسرهای حجمی و شکل نانوذرات مختلف می باشد. برای به حداقل رساندن تعداد شبکه و زمان محاسبات، یک مینی کانال مارپیچ با شرط مرزی تناوبی به عنوان مدل چاه گرمایی استوانه ای استفاده شده است. ناحیه محاسباتی شامل بخش جامد و سیال می باشد. پارامترهای هندسی چاه گرمایی استوانه ای مینی کانال در جدول ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- طرحواره چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های مارپیچ و ناحیه محاسباتی

جدول ۲- شرایط مرزی برای شبیه سازی های عددی

شرایط	مرز ها
سرعت یکنواخت با توجه به اعداد رینولدز و دمای یکنواخت $T_{in} = 297 K$	ورودی مینی کانالها
فشار خروجی $P_{out} = 0$	خروجی مینی کانالها
شار گرمایی ثابت $q'' = -k_s \nabla T_s = 190 W/cm^2$	دیواره پایین چاه گرمایی (محل گرمکن)
تناوبی	دیواره های کناری چاه گرمایی
عایق گرمایی $-k_s \nabla T_s = 0$	دیواره جلویی و پشتی چاه گرمایی و دیواره بالای مینی کانالها و فین ها
$-k_s \nabla T_s = -k_{nf} \nabla T_{nf}$ $T_s = T_{nf}$	سطح مشترک جامد و سیال
شار گرمایی یکسان و دمای یکسان	دیواره های داخلی و کف مینی کانالها

۲-۳- پارامترهای مورد بررسی

برای اندازه گیری دما، فشار و سرعت نانوسیال از میانگین وزنی جرمی و برای دمای سطح مینی کانال از میانگین وزنی سطحی در نرم افزار فلونت استفاده شده است.

عدد رینولدز بر اساس پارامترهای ورودی سیال و قطر هیدرولیکی مینی کانال را به ترتیب می توان طبق روابط زیر تعریف نمود:

$$D_h = \frac{2WH}{(W+H)} \quad (5)$$

$$Re = \frac{\rho_{in,nf} w_{in} D_h}{\mu_{in,nf}} \quad (6)$$

که در رابطه عدد رینولدز، w_{in} ، سرعت ورودی عمود بر سطح مقطع ورودی مینی کانال می باشد. ضریب اصطکاک فانیگ طبق رابطه زیر محاسبه می گردد $\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{V}) = -\nabla P + \nabla^2 (\mu_{nf} \vec{\Delta})$

$$f = \frac{\Delta P D_h}{2L \rho_{nf} w_{in}^2} \quad (7)$$

که در رابطه فوق، ΔP ، ρ_{nf} و L به ترتیب، افت فشار در مینی کانال، چگالی متوسط نانوسیال و طول مینی کانال ماریچ می باشند.

عدد ناسلت و ضریب انتقال گرمای همرفتی متوسط، طبق روابط زیر محاسبه می گردند:

$$Nu = \frac{h_{ave} D_h}{k_{nf}} \quad (8)$$

$$h_{ave} = \frac{q}{A_{ht}(T_w - 0.5(T_{in} + T_{out}))} \quad (9)$$

که در روابط فوق، k_{nf} ، q ، A_{ht} و T_w به ترتیب، رسانایی گرمایی متوسط نانوسیال، گرمای جذب شده توسط نانوسیال، دمای سطح انتقال گرمای همرفتی مینی کانال ماریچ می باشد. ضریب کارایی گرمایی کل توسط رابطه زیر محاسبه می گردد [۳۷]:

$$THPF = \frac{(Nu_{nf}/Nu_0)}{(f_{nf}/f_0)^{1/3}} \quad (10)$$

که در روابط فوق، اندیس 0 مربوط به شرایطی می باشد که آب در مینی کانال مستقیم جریان داشته باشد.

۲-۴- خواص ترموفیزیکی نانوسیال

در مقاله حاضر، نانوسیال آب-بوهمیت آلومینا در نظر گرفته شده است. خواص ترموفیزیکی آب، وابسته به دما می باشد [۳۸] و همچنین خواص ترموفیزیکی نانوذرات در جدول ۳ نشان داده شده است.

جدول ۱- پارامترهای هندسی چاه گرمایی استوانه ای مورد مطالعه

پارامتر هندسی	مقدار
طول چاه گرمایی (S)	50 mm
قطر چاه گرمایی (D)	25 mm
قطر گرمکن (d)	10 mm
ارتفاع مینی کانال (H)	1.2 mm
عرض مینی کانال (W)	1 mm
زاویه ماریچ	50, 60, 70, 80 deg
تعداد مینی کانال (N)	36

۲-۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

جهت سادگی تجزیه و تحلیل ویژگی های گرمایی-هیدرولیکی چاه گرمایی استوانه ای، فرض گردیده است که جریان نانوسیال، آرام، تک فاز، نیوتنی، تراکم ناپذیر و پایا می باشد و از همرفت طبیعی، تابش و اتلاف لزجت صرف نظر گردیده است [۳۶]. خواص ترموفیزیکی سیال و جامد، به ترتیب وابسته به دما و ثابت در نظر گرفته شده است. با توجه به فرض های فوق، معادلات پیوستگی، اندازه حرکت (در جهت های r ، θ و z) و انرژی برای سیال بصورت زیر می باشد:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(\rho_{nf} r u)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho_{nf} v)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho_{nf} w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho_{nf} [(\vec{\nabla} \cdot \vec{V})u - \frac{v}{r}] = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu_{nf} \left(\nabla^2 u - \frac{u}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) \quad (2الف)$$

$$\rho_{nf} [(\vec{\nabla} \cdot \vec{V})v - \frac{uv}{r}] = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu_{nf} \left(\nabla^2 v + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{v^2}{r^2} \right) \quad (2ب)$$

$$\rho_{nf} [(\vec{\nabla} \cdot \vec{V})w - \frac{uw}{r}] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_{nf} \nabla^2 w \quad (2ج)$$

$$\rho_{nf} C_{p,nf} \left(u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{\partial T}{\partial \theta} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_{nf} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

همچنین، معادله انرژی با توجه به تقارن در جهت θ برای بخش جامد، بصورت زیر می باشد:

$$k_s \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial T_s}{\partial z^2} \right] = 0 \quad (4)$$

در روابط فوق، k ، C_p و T به ترتیب، رسانایی گرمایی، گرمای ویژه مخصوص و دما می باشند. اندیس های s و nf به ترتیب، مربوط به نانوسیال و جامد می باشند. معادلات حاکم جهت حل، به شرایط مرزی مناسب نیاز دارند. شرایط مرزی هیدرودینامیکی و گرمایی در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۳- خواص ترموفیزیکی بوهمیت-آلومینا [۳۹].

مقدار	خاصیت
3050 (kg/m ³)	چگالی
618.3 (J/kgK)	گرمای ویژه
618.3 (W/mK)	رسانایی گرمایی

خواص ترموفیزیکی نانوسیال آب-بوهمیت آلومینا طبق روابط زیر بدست می آید [۱۷ و ۱۸ و ۴۰]:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_{np} \quad (11)$$

$$\rho_{nf}C_{p,nf} = (1 - \phi)\rho_fC_{p,f} + \phi\rho_{np}C_{p,np} \quad (12)$$

$$k_{nf} = k_f(1 + C_k\phi) \quad (13)$$

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + A_1\phi + A_2\phi^2) \quad (14)$$

که در روابط فوق، اندیس های np و f به ترتیب مربوط به نانوذره و آب می باشد. ϕ ، کسر حجمی نانوذرات می باشد. ضرایب ثابت C_k ، A_1 و A_2 در جدول ۴ گزارش شده است.

جدول ۴- ضرایب ثابت برای شکل های متفاوت نانوذرات [۴۱].

C_k	A_1	A_2	نوع نانوذره
2.61	37.1	612.6	پلاکتی
2.74	14.6	123.3	تیغه ای
3.95	13.5	904.4	استوانه ای
3.37	1.9	471.4	آجری

۲-۵- روش حل، مطالعه شبکه و اعتبارسنجی

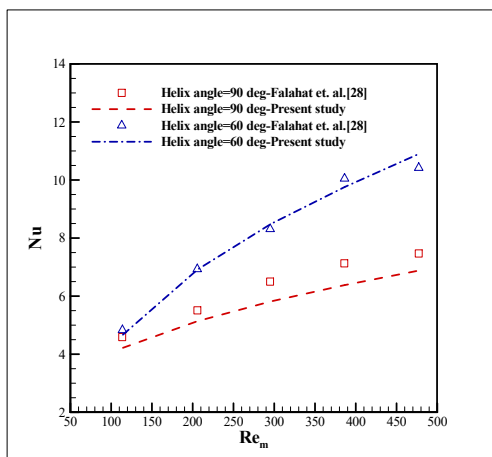
در مطالعه حاضر، معادلات حاکم حالت پایدار، با استفاده از روش حجم محدود با حلگر تفکیک شده مبتنی بر فشار دو دفته، حل گردیده است. از الگوریتم SIMPLE جهت کوپل سرعت و فشار استفاده شده است. جهت گسسته سازی معادلات مومنتم و انرژی، از روش بالادست مرتبه دوم بهره گرفته شده است. معیار همگرایی برای معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی کمتر از 10^{-6} در نظر گرفته شده است. جهت کاهش زمان و هزینه شبیه سازی، مطالعه استقلال شبکه برای اطمینان از حل دقیق، برای همه مدل ها انجام شده است. برای هریک از مدل ها، چهار سیستم شبکه با سازمان تولید شده است. نتایج برای مدل نمونه با عدد رینولدز ۴۵۰، کسر حجمی نانوذرات ۳٪، شکل نانوذره آجری و زاویه مارپیچ مینی کانال ۵۰ درجه در جدول ۵ نشان داده شده است. با توجه به درصد خطای نسبی در این جدول، سومین سیستم شبکه جهت محاسبات انتخاب شده است.

جدول ۵- استقلال حل از شبکه

تعداد شبکه	Nu	$\frac{ Nu_{base} - Nu }{Nu_{base}} \times 100$
555104	14.31	0.31
1095600	14.37	0.18
1743000	14.49	0.09
2324000	14.45	base

جهت اعتبارسنجی شبیه سازی عددی حاضر، نتایج بدست آمده با نتایج تجربی فلاحت و همکاران [۲۸] مقایسه گردیده است. شکل ۲،

مقایسه نتایج عددی و تجربی عدد ناسلت برای چاه گرمایی استوانه ای با زوایای مارپیچ ۶۰ درجه و ۹۰ درجه (مینی کانال های مستقیم) با سیال پایه آب را نشان می دهد. برای این مقایسه، همان اعداد رینولدز مطالعه تجربی فلاحت و همکاران [۲۸] استفاده شده است. این اعداد رینولدز (Re_m) بر اساس خواص ترموفیزیکی سیال در دمای بالک سیال در ورودی و خروجی مینی کانال ها محاسبه گردیده است. با توجه به نتایج، مشاهده می گردد که تطابق خوبی میان نتایج عددی و تجربی وجود دارد و بیشینه خطای نسبی به ترتیب برای زوایای مارپیچ ۶۰ و ۹۰ درجه در حدود ۴/۵٪ و ۱۰/۵٪ می باشد.



شکل ۲- نتایج عددی و نتایج تجربی

۲-۶- روش تاگوچی

در این تحقیق از روش تاگوچی جهت بهینه سازی شرایط عملیاتی و پارامترهای هندسی چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های مارپیچ، استفاده شده است. روش تاگوچی، یک روش اصلاح شده و استاندارد شده از طراحی آزمایش می باشد. هدف این روش، کاهش تعداد شبیه سازی ها با استفاده از آرایه های متعامد می باشد. در واقع با استفاده از آرایه های متعامد در این روش، بجای تغییر یک به یک فاکتورها، می توان فرآیند را با تغییر فاکتورها بطور همزمان تحلیل نمود.

پس از انتخاب فاکتورهای طراحی و سطح های آن ها، این روش، جدول آزمایش ها را به گونه ای تولید می کند که نتایج ضروری برای نتیجه گیری با استفاده از کمترین تعداد آزمایش های ممکن را تولید کند [۳۲]. فاکتورهای طراحی تحقیق حاضر و سطح های آن در جدول ۶ نشان داده شده است. در این تحقیق، چهار فاکتور طراحی در چهار سطح در نظر گرفته شده است. با توجه به تعداد سطح های فاکتورهای طراحی، تعداد کل آزمایش ها در روش فاکتوریل کامل برابر $4^4 = 256$ می باشد. اما با استفاده از آرایه های متعامد L16 بر اساس روش تاگوچی برای چهار فاکتور طراحی و چهار سطح، تعداد آزمایش های مورد نظر به ۱۶ عدد کاهش می یابد، بنابراین تعداد آزمایش ها، حدود ۹۳٪ کاهش می یابد. این آرایه متعامد در جدول ۷ نشان داده شده است. برای آنالیز کیفیت طراحی آزمایش ها در روش تاگوچی، از نسبت سیگنال به نویز استفاده شده است. معادلات زیر برای نسبت سیگنال به نویز استفاده می شود [۴۲]:

$$CR_X = \frac{SS_X}{SS_T} \quad (21)$$

که در معادلات فوق، SS_X ، SS_T ، SS_E ، V_X و CR_X به ترتیب برابر مجموع مجذورات فاکتور X ، مجموع مجذورات کل تغییرات، مجموع مجذورات خطاها، واریانس فاکتور X و درص مشارکت هر فاکتور می باشد.

۳- نتایج و بحث

در این بخش، کارایی گرمایی-هیدرولیکی نانوسیال بوهمیت-آلومینا بر پایه آب در یک چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های مارپیچ برای شانزده مدل طراحی شده بر اساس الگوریتم تاگوچی (جدول ۶) بررسی شده است. نتایج کارایی گرمایی-هیدرولیکی و نسبت سیگنال به نویز شامل عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانیگ و ضریب کارایی گرمایی کل برای شانزده مدل طراحی شده بر اساس الگوریتم تاگوچی در جدول ۸ نشان داده شده است. در این تحقیق، مقادیر بالاتر عدد ناسلت و ضریب کارایی گرمایی کل و مقادیر کمتر ضریب اصطکاک فانیگ مورد نظر می باشد.

با استفاده از معادلات ۱۵ و ۱۶، نسبت سیگنال به نویز برای هر مدل، تعیین شده و به ترتیب برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب کارایی گرمایی کل در شکل های ۳ (الف) تا ۵ (الف) نشان داده شده است. تجزیه و تحلیل داده ها با استفاده از نرم افزار (Minitab 20) انجام شده است. همچنین اثرات فاکتورهای مختلف در شکل های ۳ (ب) تا ۵ (ب) ترسیم شده است. اثر هر فاکتور، تفاوت میان بیشینه نسبت سیگنال به نویز میانگین و کمینه آن می باشد. مقدار اثر بیشتر فاکتور، مربوط به تأثیر بیشتر آن فاکتور بر پارامتر خروجی می باشد.

جدول ۸- کارایی گرمایی-هیدرولیکی برای شانزده مدل طراحی شده بر اساس الگوریتم تاگوچی

شماره آزمایش	Nu	SNR _{Nu}	f	SNR _f	THPF	SNR _{THPF}
1	7.851	17.899	0.134	17.454	1.341	2.550
2	10.440	20.374	0.099	20.079	1.489	3.458
3	12.578	21.992	0.081	21.862	1.585	4.003
4	14.492	23.223	0.069	23.160	1.661	4.408
5	6.605	16.397	0.105	19.582	0.924	-0.685
6	8.702	18.793	0.114	18.845	1.568	3.907
7	11.624	21.307	0.053	25.500	1.457	3.269
8	10.567	20.479	0.062	24.089	1.451	3.232
9	9.134	19.214	0.051	25.903	1.344	2.570
10	9.790	19.816	0.043	27.430	1.321	2.420
11	5.965	15.513	0.091	20.847	1.161	1.294
12	7.033	16.943	0.062	24.189	1.174	1.396
13	7.318	17.287	0.033	29.530	1.070	0.591
14	6.599	16.390	0.039	28.011	1.053	0.448
15	7.046	16.959	0.054	25.288	1.227	1.778
16	5.768	15.220	0.081	21.812	1.164	1.323

کوچکتر، بهترین است:

$$SB = -10 \times \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right] \quad (15)$$

بزرگتر، بهترین است:

$$LB = -10 \times \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i} \right] \quad (16)$$

که در روابط فوق، y_i و n به ترتیب برابر مقدار کارایی برای شماره آزمون بدست آمده از شبیه سازی عددی و تعداد تکرارهای آزمون می باشد.

جدول ۶- فاکتورهای طراحی و سطح های آن

فاکتورهای طراحی	سطح			
	1	2	3	4
A: زاویه مارپیچ	50	60	70	80
B: عدد رینولدز	150	250	350	450
C: شکل نانوذره	پلاکتی	استوانه ای	تیغه ای	آجری
D: کسر حجمی نانوذره	0	0.01	0.02	0.03

جدول ۷- آرایه متعامد L16 برای مطالعه حاضر

شماره آزمایش	فاکتور			
	A	B	C	D
1	50	150	پلاکتی	0
2	50	250	استوانه ای	0.01
3	50	350	تیغه ای	0.02
4	50	450	آجری	0.03
5	60	250	استوانه ای	0.02
6	60	150	پلاکتی	0.03
7	60	450	آجری	0
8	60	350	تیغه ای	0.01
9	70	350	تیغه ای	0.03
10	70	450	آجری	0.02
11	70	150	پلاکتی	0.01
12	70	250	استوانه ای	0
13	80	450	آجری	0.01
14	80	350	تیغه ای	0
15	80	250	استوانه ای	0.03
16	80	150	پلاکتی	0.02

۲-۷- آنالیز واریانس

آنالیز واریانس (ANOVA) یک روش آماری استاندارد برای تجزیه و تحلیل دقیق داده ها و تعیین درصد مشارکت عوامل طراحی می باشد [۴۳]. در این روش با استفاده از مفاهیم آماری مانند مجموع مجذورات، پارامترهایی نظیر درصد سهم و واریانس یک فاکتور در پارامترهای خروجی بدست می آید. نتایج آنالیز واریانس برای پارامترهای خروجی این مطالعه، بر اساس معادلات زیر بدست می آید [۴۴]:

$$SS_X = N_X \sum (\bar{x}_{Xj} - \bar{x}_{ij})^2 \quad (17)$$

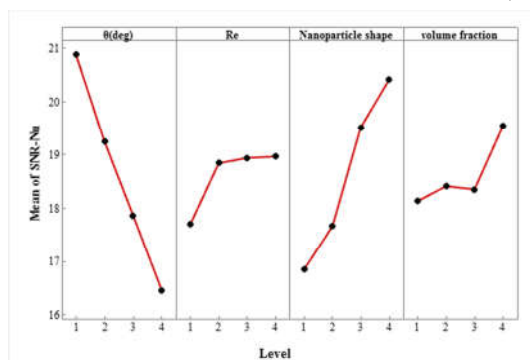
$$SS_T = N_X \sum (x_{ij} - \bar{x}_{ij})^2 \quad (18)$$

$$SS_E = SS_T - \sum SS_X \quad (19)$$

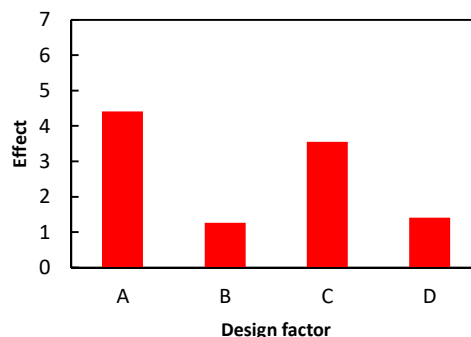
$$V_X = \frac{SS_X}{DF_X} \quad (20)$$

شکل ۳ (الف)، نسبت سیگنال به نویز میانگین چهار فاکتور طراحی در سطح های مختلف برای عدد ناسلت را نشان می دهد. این شکل نشان می دهد که زاویه مارپیچ مینی کانال و شکل نانوذره، تاثیر قابل توجهی بر روی عدد ناسلت دارند. که با توجه به شکل ۳ (ب) مقدار اثرهای زاویه مارپیچ مینی کانال و شکل نانوذره به ترتیب برابر ۴/۴۱ و ۳/۵۵ می باشد. دلیل آن این است که کاهش زاویه مارپیچ مینی کانالها باعث افزایش انتقال گرما در نتیجه افزایش طول مینی کانال (افزایش سطح انتقال گرما) و ایجاد جریان چرخشی با شدت بالا می شود و باعث می گردد که توزیع دمای مینی کانال مارپیچ نسبت به مینی کانالهای مستقیم یکنواخت تر گردد. این یافته با نتایج بدست آمده توسط خلیفا و جفال [۲۹] مطابقت دارد. همچنین مشاهده می شود که نانوسیال با شکل نانوذرات آجری شکل، دارای بالاترین نسبت سیگنال به نویز میانگین می باشد. با توجه به شکل ۳ (الف)، بزرگترین عدد ناسلت مربوط به زاویه مارپیچ ۵۰ درجه، عدد رینولدز ۴۵۰، نانوذره با شکل نانوذرات آجری و کسر حجمی نانوذرات ۰/۳ می باشد.

(الف)



(ب)

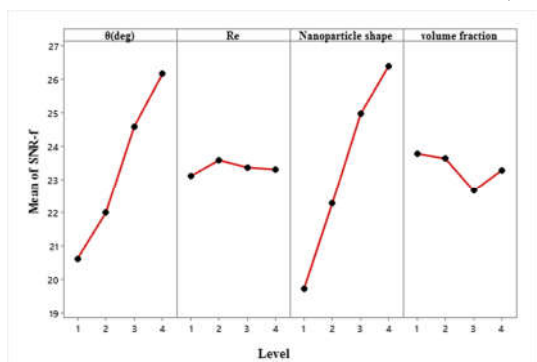


شکل ۳- (الف) میانگین نسبت سیگنال به نویز و (ب) مقدار اثر فاکتور بر عدد ناسلت در سطح های مختلف

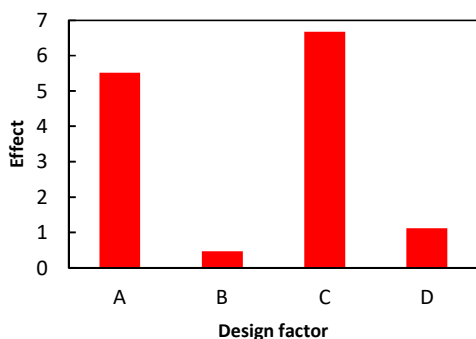
شکل ۴ (الف)، نسبت سیگنال به نویز میانگین چهار فاکتور طراحی در سطح های مختلف برای ضریب اصطکاک فانیگ را نشان می دهد. افزایش نسبت سیگنال به نویز در این شکل، به معنای کاهش ضریب اصطکاک فانیگ می باشد. با توجه به این شکل بدیهی است که شکل نانوذرات و زاویه مارپیچ مینی کانالها، تاثیر مهمی بر ضریب

اصطکاک فانیگ دارند. با توجه به شکل ۴ (ب) مقدار اثرهای شکل نانوذرات و زاویه مارپیچ مینی کانالها به ترتیب برابر ۶/۶۷ و ۵/۵۲ می باشد. ضریب اصطکاک فانیگ با افزایش زاویه مارپیچ مینی کانالها کاهش می یابد. این یافته با نتایج بدست آمده توسط فلاحت و همکاران [۲۸] و خلیفا و جفال [۲۹] مطابقت دارد. همچنین با تغییر شکل نانوذرات از پلاکتی به آجری شکل، ضریب اصطکاک فانیگ کاهش می یابد. سایر فاکتورهای طراحی، تاثیر کمتری بر ضریب اصطکاک فانیگ دارند. لازم به ذکر می باشد که با کاهش زاویه مارپیچ، طول مینی کانالها افزایش یافته و همچنین شدت جریان چرخشی هم افزایش می یابد که در نتیجه باعث افزایش افت فشار و افزایش ضریب اصطکاک فانیگ می گردد. با توجه به شکل ۴ (الف)، کوچکترین ضریب اصطکاک فانیگ مربوط به زاویه مارپیچ ۸۰ درجه، عدد رینولدز ۲۵۰ و سیال آب می باشد.

(الف)



(ب)



شکل ۴- (الف) میانگین نسبت سیگنال به نویز و (ب) مقدار اثر فاکتور بر ضریب اصطکاک فانیگ در سطح های مختلف

شکل ۵ (الف)، نسبت سیگنال به نویز میانگین چهار فاکتور طراحی در سطح های مختلف برای ضریب کارایی گرمایی کل را نشان می دهد. اگر مقدار ضریب کارایی گرمایی کل، بیشتر از یک باشد یعنی اینکه افزایش انتقال گرما بر افزایش افت فشار غلبه نموده است. با توجه به جدول ۸، ضریب کارایی گرمایی کل در تمامی موارد بجز مورد ۵، بالاتر از یک می باشد. با توجه به شکل ۵ (الف)، موثرترین فاکتورها بر ضریب کارایی گرمایی کل، زاویه مارپیچ مینی کانالها، کسر حجمی نانوذرات و عدد رینولدز می باشد. لازم به ذکر می باشد که شکل

نسبت سهم ها در این تحقیق، می توان نتیجه گرفت که موثرترین فاکتور طراحی، زاویه مارپیچ مینی کانالها با نسبت سهم بیش از ۳۸٪ می باشد. همچنین، سهم ترکیب دو فاکتور زاویه مارپیچ مینی کانالها و شکل نانوذرات بر پارامترهای خروجی، بیش از ۵۸٪ می باشد. همچنین، جهت درک بهتر نتایج تحلیل واریانس، بر اساس جدول های ۹ تا ۱۱، نسبت سهم هر فاکتور طراحی بر پارامترهای خروجی در شکل ۶ نشان داده شده است.

جدول ۹- نتایج آنالیز واریانس برای عدد ناسلت

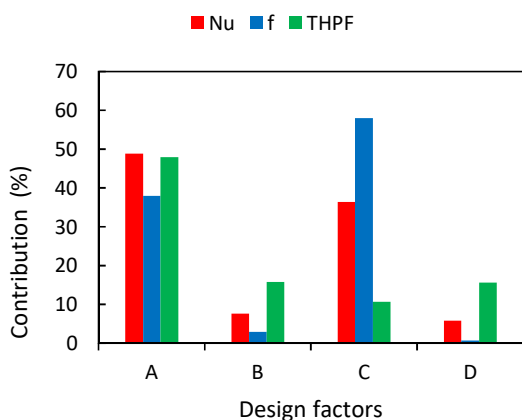
Design factor	DF	Sum of squares (SS)	Variance (V)	Contribution
A	3	47.719	15.9063	48.83%
B	3	7.383	2.4611	7.56%
C	3	35.546	11.8486	36.38%
D	3	5.680	1.8934	5.81%
Error	3	1.387	0.4623	1.42%
Total	15	97.715		100.00%

جدول ۱۰- نتایج آنالیز واریانس برای ضریب اصطکاک فانینگ

Design factor	DF	Sum of squares (SS)	Variance (V)	Contribution
A	3	0.004813	0.001604	38.01%
B	3	0.000360	0.000120	2.84%
C	3	0.007344	0.002448	57.99%
D	3	0.000089	0.000030	0.71%
Error	3	0.000058	0.000019	0.46%
Total	15	0.012663		100.00%

جدول ۱۱- نتایج آنالیز واریانس برای ضریب کارایی گرمایی کل

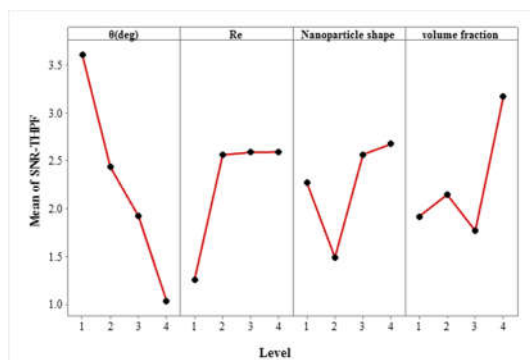
Design factor	DF	Sum of squares (SS)	Variance (V)	Contribution
A	3	0.32711	0.10904	47.93%
B	3	0.10754	0.03585	15.76%
C	3	0.07275	0.02425	10.66%
D	3	0.10613	0.03538	15.55%
Error	3	0.06894	0.02298	10.10%
Total	15	0.68247		100.00%



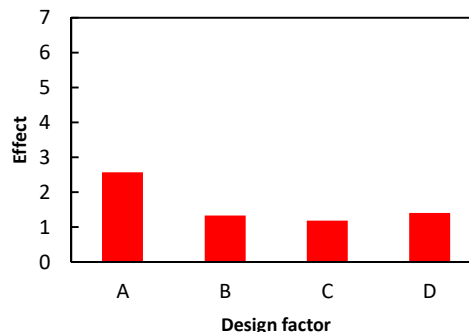
شکل ۶- نسبت سهم فاکتورهای طراحی بر پارامترهای خروجی

نانوذرات کمترین تاثیر را بر ضریب کارایی گرمایی کل دارد. همان طور که در شکل ۵ (ب) مشاهده می گردد مقدار اثرهای زاویه مارپیچ مینی کانالها، کسر حجمی نانوذرات و عدد رینولدز به ترتیب برابر ۲/۵۷، ۱/۴ و ۱/۳۳ می باشد. با توجه به شکل ۵ (الف)، مشاهده می گردد که بهترین ضریب کارایی کل مربوط به زاویه مارپیچ ۵۰ درجه، عدد رینولدز ۴۵۰، نانوذره با شکل نانوذرات آجری و کسر حجمی نانوذرات ۳٪ می باشد. نتیجه گرفته می شود که استفاده همزمان از مینی کانالها مارپیچ و نانوسیال در چاههای گرمایی استوانه ای، ضریب کارایی کل را افزایش می دهد.

(الف)



(ب)



شکل ۵- (الف) میانگین نسبت سیگنال به نویز و (ب) مقدار اثر فاکتور بر ضریب کارایی گرمایی کل در سطح های مختلف

نتایج آنالیز واریانس برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانینگ و ضریب کارایی گرمایی کل به ترتیب در جدول های ۹ تا ۱۱ نشان داده شده است. بررسی نتایج نشان می دهد که نسبت سهم زاویه مارپیچ مینی کانالها در عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانینگ و ضریب کارایی گرمایی کل به ترتیب برابر ۴۸/۸۳٪، ۳۸/۰۱٪ و ۴۷/۹۳٪ می باشد. همچنین ۵۷/۹۹٪ از نسبت سهم کل ضریب اصطکاک فانینگ، مربوط به شکل نانوذرات می باشد در حالی که مقادیر مربوط به عدد ناسلت و ضریب کارایی گرمایی کل، به ترتیب برابر ۳۶/۸۳٪ و ۱۰/۶۶٪ می باشد. بررسی دقیق نتایج نشان می دهد که سهم عدد رینولدز بر پارامترهای خروجی با حداکثر مقدار ۱۵/۷۶٪، ضعیف می باشد. ماکزیمم سهم کسر حجمی نانوذرات بر پارامترهای خروجی برابر ۱۵/۵۵٪ می باشد و تقریباً هیچ سهمی بر ضریب اصطکاک فانینگ ندارد. با بررسی دقیق

۴- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر، به بررسی عددی کارایی گرمایی-هیدرولیکی نانوسیال بوهمیت-آلومینا بر پایه آب در چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های مارپیچ با استفاده از الگوریتم تاگوچی و آنالیز آماری واریانس پرداخته شد. چهار فاکتور طراحی شامل زاویه مارپیچ مینی کانال ها، عدد رینولدز، شکل نانوذره و کسر حجمی نانوذره در چهار سطح در نظر گرفته شد. نتایج مهم این مطالعه به شرح زیر می باشد:

- زاویه مارپیچ مینی کانال ها و شکل نانوذرات، نقش قابل توجهی در عدد ناسلت و ضریب اصطکاک دارند. مجموع نسبت سهم دو فاکتور بیش از ۸۵٪ می باشد.
- مهمترین فاکتور تاثیرگذار بر ضریب کارایی گرمایی کل، زاویه مارپیچ مینی کانال ها می باشد که نسبت سهم آن برابر ۴۷/۹۳٪ می باشد.
- استفاده از نانوسیال با شکل های مختلف نانوذرات، انتقال گرما و افت فشار را بطور همزمان افزایش می دهد و باعث بهبود ضریب کارایی گرمایی کل می گردد.
- با توجه به نسبت های میانگین سیگنال به نویز، شرایط بهینه برای عدد ناسلت و ضریب کارایی گرمایی کل برابر A1B4C4D4 می باشد.

۵- نمادها

A_{ht}	سطح انتقال گرما مینی کانال (m^2)
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($J/kg K$)
D_h	قطر هیدرولیکی (m)
f	ضریب اصطکاک فاینینگ
H	ارتفاع مینی کانال (m)
h_{ave}	ضریب انتقال گرما همرفتی متوسط ($W/m^2 K$)
k	رسانایی گرمایی ($W/m K$)
L	طول مینی کانال (m)
Nu	عدد ناسلت
P	فشار (Pa)
q	حرارت جذب شده توسط نانوسیال (W)
Re	عدد رینولدز
S	طول چاه گرمایی استوانه ای (m)
SS_E	مجموع مجذورات خطاها
SS_T	مجموع مجذورات کل تغییرات
SS_X	مجموع مجذورات فاکتور X
T	دما (K)
$THPF$	ضریب کارایی گرمایی کل
V	بردار سرعت (m/s)
V_X	واریانس فاکتور X
W	عرض مینی کانال (m)
\bar{x}_{Xj}	متوسط هر فاکتور در سطح X
\bar{x}_{ij}	متوسط مقدار نسبت سیگنال به نویز هر فاکتور

x_{ij} مقدار نسبت سیگنال به نویز هر آزمایش
 y_i مقدار کارایی هر فاکتور

علائم یونانی

μ لزجت دینامیکی ($Pa.s$)
 ρ چگالی (kg/m^3)
 ϕ غلظت حجمی

زیر نویس ها

f سیال
 in ورودی
 nf نانوسیال
 np نانوذره
 out خروجی
 s جامد
 w دیوار

۶- مراجع

- [1] Aghel B., Rahimi M., Sepahvand A., Alitabar M. and Ghasempour HR., Using a Wire coil insert for biodiesel production enhancement in a microreactor. *Energy Conversion Management*, Vol. 84, pp. 541-549, 2014.
- [2] Lee Y.J., Singh P.K. and Lee P.S., Fluid flow and heat transfer investigations on enhanced microchannel heat sink using oblique fins with parametric study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 81, pp. 325-336, 2015.
- [3] Zhou H., Zhou F., Zhang Q., Wang Q. and Song Z., Thermal management of cylindrical lithium-ion battery based on a liquid cooling method with half-helical duct. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 162, pp. 114257, 2019.
- [4] Sahin B., Gedik G., Manay E. and Karagoz S., Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of Al_2O_3 -water nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 50, pp. 21-28, 2013.
- [5] Peyghambarzadeh S.M., Hashemabadi S.H., Chabi A.R. and Salimi M., Performance of water based CuO and Al_2O_3 nanofluids in a Cu-Be alloy heat sink with rectangular microchannels. *Energy Conversion and Management*, Vol. 86, pp. 28-38, 2014.
- [6] Ambreen T. and Kim M.H., Effect of fin shape on the thermal performance of nanofluid-cooled micro pin-fin heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 126 (Part B), pp. 245-256, 2018.
- [7] Zirakzadeh H., Mashayekh A.R., Noori Bidgoli H. and Ashjaee M., Experimental investigation of heat transfer in a novel heat sink by means of alumina nanofluids. *Heat Transfer Research*, Vol. 43, pp. 709-720, 2012.
- [8] Bahiraei M., Naseri M. and Monavari A., Irreversibility features of a shell-and-tube heat exchanger fitted with novel trapezoidal oblique baffles: Application of a nanofluid with different particle shapes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 126, pp. 105352, 2021.
- [9] Ho C.J. and Chen W.C., An experimental study on thermal performance of Al_2O_3 /water nanofluid in a minichannel heat sink. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, pp. 516-522, 2013.
- [10] Bahiraei M. and Heshmatian S., Thermal performance and second law characteristics of two new microchannel heat sinks operated with hybrid nanofluid containing graphene-silver nanoparticles. *Energy Conversion and*

- [26] Azizi Z., Alamdari A. and Malayeri M.R., Thermal performance and friction factor of a cylindrical microchannel heat sink cooled by Cu-water nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 99, pp. 970-978, 2016.
- [27] Falahat A.R., Bahoosh R. and Noghrehabadi A.R., A numerical investigation of heat transfer and pressure drop in a novel cylindrical heat sink with helical minichannels. *Journal of Heat and mass transfer research*, Vol. 5, pp. 11-26, 2018.
- [28] Falahat A.R., Bahoosh R., Noghrehabadi A.R. and Rashidi M.M., Experimental study of heat transfer enhancement in a novel cylindrical heat sink with helical minichannels. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 154, pp. 585-592, 2019.
- [29] Khalifa M.A. and Jaffal H.M., Effects of channel configuration on hydrothermal performance of the cylindrical mini-channel heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 148, pp. 1107-1130, 2019.
- [30] Bahoosh R. and A.R. Falahat, Heat transfer of nanofluid through helical minichannels with secondary branches, *Heat and Mass Transfer* 57 (2020) 703-714.
- [31] Rabiei S., Khosravi R., Bahiraci M., Raziei M. and Ahmadian Hosseini A.j., Thermal and hydraulic characteristics of a hybrid nanofluid containing graphene sheets decorated with platinum through a new wavy cylindrical microchannel. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 181, pp.115981, 2020.
- [32] Etghani M.M. and Hosseini Baboli S.A., Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in shell and helical tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 121, pp. 294-301, 2017.
- [33] Caliskan S., Sevik S. and Ozdilli O., Heat transfer enhancement by a sinusoidal wavy plate having punched triangular vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 181, pp. 107769, 2022.
- [34] Jiang J., Wang F., Yang X., Zhang Y., Deng J., Wei Q., Cai W. and Chen C., Evaluation of the long-term performance of the deep U-type borehole heat exchanger on different geological parameters using the Taguchi method. *Journal of Building Engineering*, Vol. 59, pp. 105122, 2022.
- [35] Heydari O., Miansari M., Arasteh H. and Toghraie D., Optimizing the hydrothermal performance of helically corrugated coiled tube heat exchangers using Taguchi's empirical method: energy and exergy analysis. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 145, pp. 2741-2752, 2021.
- [36] Feng Z., Hu Z., Lan Y., Huang Z. and Zhang J., Effects of geometric parameters of circular pin-fins on fluid flow and heat transfer in an interrupted microchannel heat sink. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 165, pp. 106956, 2021.
- [37] Webb R.L., Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surface in heat exchanger design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 715-726, 1981.
- [38] Chai L., Xia G., Zhou M., Li J. and Qi J., Optimum thermal design of interrupted microchannel heat sink with rectangular ribs in the transverse microchambers. *Applied Thermal Engineering*, 51, pp. 880-889, 2013.
- [39] Timofeeva E.V., Routbort J.L. and Singh D., Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids. *Journal of Applied Physics*, Vol. 106, pp. 014304, 2009.
- [40] Corcione M., Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids. *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, pp. 789-793, 2011.
- [41] Mahian O., Kianifar A., Zeinali Heris S. and Wongwises S., First and second laws analysis of a minichannel-based solar collector using boehmite alumina nanofluids: Effects of nanoparticle shape and tube materials. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 78, pp. 1166-1176, 2014.
- [42] Kotcioglu I., Cansiz A. and Nasiri Khalaji M., *Management*, Vol. 168 pp. 357-370, 2018.
- [11] K. Narrein, S. Sivasankaran, P. Ganesan, Two-phase analysis of a helical microchannel heat sink using nanofluids. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 68 pp. 1266-1279, 2015.
- [12] Alsarraf J., Alnaqi A.A. and Al-Rashed A.A.A., Effect of nanoparticles shape on the cooling process of a lithium ion battery in geometry with capillary channels in the presence of phase change material. *Journal of Energy Storage*, Vol. 48, pp. 103998, 2022.
- [13] Shahsavari A., Farhadi P., Yildiz C., Moradi M. and Arici M., Evolution of entropy generation characteristics of boehmite-alumina nanofluid with different shapes of nanoparticles in a helical heat sink. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 225, pp. 107338, 2022.
- [14] Rahmanian S., Rahmanian Koushaki H. and Shahsavari A., Numerical assessment on the hydrothermal behaviour and entropy generation characteristics of boehmite alumina nanofluid flow through a concentrating photovoltaic/thermal system considering various shapes for nanoparticle. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vol. 52, pp. 102143, 2022.
- [15] Bahiraci M. and Monavari A., Irreversibility characteristics of a mini shell and tube heat exchanger operating with a nanofluid considering effects of fins and nanoparticle shape. *Powder Technology*, Vol. 398, pp. 117117, 2022.
- [16] Falahat A.R. and Bahoosh R., The Effect of Nanoparticle Shape on Hydrothermal Performance and Entropy Generation of Boehmite Alumina Nanofluid in a Cylindrical Heat Sink with Helical Minichannels. *Journal of Heat and Mass Transfer Research*, Vol.9, pp. 85-98, 2022.
- [17] Vanaki Sh.M., Mohammed H.A., Abdollahi A. and Wahid M.A., Effect of nanoparticle shapes on the heat transfer enhancement in a wavy channel with different phase shifts. *Journal of Molecular Liquids*, Vol. 196, pp. 32-42, 2014.
- [18] A. A. Abbasian Arani, S. Sadripour, S. Kermani, Nanoparticle shape effects on thermal-hydraulic performance of boehmite alumina nanofluids in a sinusoidal-wavy mini-channel with phase shift and variable wavelength. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 128-129, pp. 550-563, 2017.
- [19] Shahsavari A., Rahimi Z., and Salehipour H., Nanoparticle shape effects on thermal-hydraulic performance of boehmite alumina nanofluid in a horizontal double-pipe minichannel heat exchanger. *Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp.1741-1751, 2019.
- [20] Alqarni M.M., Mahmoud E.E., Saeed T., Ali V. and Ibrahim M., Numerical simulation and exergy analysis of a novel nanofluid-cooled heat sink. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 145, pp. 1651-1660, 2021.
- [21] Azizi Z., Alamdari A. and Malayeri M.R., Convective heat transfer of Cu-water nanofluid in a cylindrical microchannel heat sink. *Energy Conversion and Management*, Vol. 101, pp. 515-524, 2015.
- [22] Fan Y., Lee P.S., Jin L.W. and Chua B.W., A simulation and experimental study of fluid flow and heat transfer on cylindrical oblique-finned heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 61, pp. 62-72, 2013.
- [23] Fan Y., Lee P.S., Jin L.W. and Chua B.W., Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of a novel cylindrical oblique fin heat sink. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 76, pp.1-10, 2014.
- [24] Khosravi R., Rabiei S., Bahiraci M. and Teymourash A., Predicting entropy generation of a hybrid nanofluid containing graphene-platinum nanoparticles through a microchannel liquid block using neural networks. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 109, pp.104351, 2019.
- [25] Jeong J.H., Hah S., Kim D., Lee J.H. and Kim S.M., Thermal analysis of cylindrical heat sinks filled with phase change material for high-power transient cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 154, pp.119725, 2020.

- Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, pp. 604-613, 2013.
- [43] Roy R.K., *Design of experiments using Taguchi approach*. Jhon Wiley & Sons, New York, 2001.
- [44] Krishnaiah K., and Shahabudeen P., *Applied Design of Experiments and Taguchi Methods*, PHI Learning Pvt. Ltd., 2012.