

مطالعه عددی و آماری کارایی چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های منقطع و تولید کننده ورتکس پیچشی

رضا دریس زاده^۱، علیرضا فلاحت^{۲*}

^۱ کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد ماهشهر، دانشگاه آزاد اسلامی، ماهشهر، ایران.

^۲ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد ماهشهر، دانشگاه آزاد اسلامی، ماهشهر، ایران.

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۳/۱۲؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۱۱/۰۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۲/۲۷

چکیده

در مطالعه حاضر، ویژگی‌های جریان سیال و انتقال گرما جریان آب در یک چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های منقطع و تولید کننده ورتکس پیچشی به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. این مطالعه بر تعیین فاکتورهای تأثیرگذار طراحی و سطح‌های بهینه آنها تمرکز دارد. فاکتورهای طراحی در چهار سطح شامل زاویه تولیدکننده ورتکس، زاویه پیچش تولیدکننده ورتکس، عدد رینولدز و فاصله تولید کننده‌های ورتکس از ابتدای بخش منقطع مینی کانال انتخاب شدند. پارامترهای خروجی در این مطالعه شامل عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فینینگ و ضریب کارایی گرمایی کل است. برای بررسی تأثیر فاکتورهای طراحی بر پارامترهای خروجی، از روش آماری تاگوچی با آرایه‌های متعامد L16 و آنالیز واریانس استفاده شد. نتایج نشان داد که زاویه تولیدکننده ورتکس، عدد رینولدز و فاصله تولیدکننده‌های ورتکس، نقش حیاتی با نسبت سهم به ترتیب ۶۱/۵۹٪، ۱۱/۸۹٪ و ۱۹/۲۲٪ در ضریب کارایی گرمایی کل دارند. زاویه پیچش تولیدکننده ورتکس، سهم کمی در پارامترهای خروجی دارد. مدل بهینه شده برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فینینگ و ضریب کارایی گرمایی کل نسبت به مدل اصلی به ترتیب ۱۰۰٪، ۱۶/۸٪ و ۹۴٪ بهبود یافته است.

کلمات کلیدی: چاه گرمایی استوانه‌ای؛ مینی کانال منقطع؛ تولیدکننده ورتکس پیچشی؛ روش تاگوچی؛ آنالیز واریانس.

Numerical and statistical study of cylindrical heat sink performance with interrupted minichannels and twisted vortex generator

R. Deriszadeh¹, A.R. Falahat^{2,*}

¹ MSc., Department of Mechanical Engineering, Mahshahr Branch, Islamic Azad University, Mahshahr, Iran

² Assist. Prof., Department of Mechanical Engineering, Mahshahr Branch, Islamic Azad University, Mahshahr, Iran

Abstract

In the current study, fluid flow and heat transfer characteristics of water flow in a cylindrical heat sink with interrupted minichannels and twisted vortex generators are numerically evaluated. This study focuses on the determination of the influential design factors and their optimum levels. The design factors were selected at four levels comprising the angle of the vortex generators, twist angle of the vortex generators, the Reynolds number and the spacing of the vortex generators from the beginning of the interrupted section of minichannels. The output parameters in this study are included the Nusselt number, the Fanning friction factor and the total hydrothermal performance factor. To investigate the effect of design factors on output parameters, Taguchi statistical method with L16 orthogonal arrays and analysis of variance was carried out. The results demonstrated that the vortex generators, the Reynolds number and the spacing of the vortex generators play a vital role in JF with the contribution ratios of 61.59%, 11.89% and 19.22%, respectively. The twist angle of vortex generator has a small contribution to the output parameters. The optimized model is improved by 100%, 16.8% and 94% for Nu, f and JF, respectively, compared with the original model.

Keywords: Cylindrical heat sink; Interrupted minichannel; Twisted vortex generator; Taguchi method; Analysis of variance.

۱- مقدمه

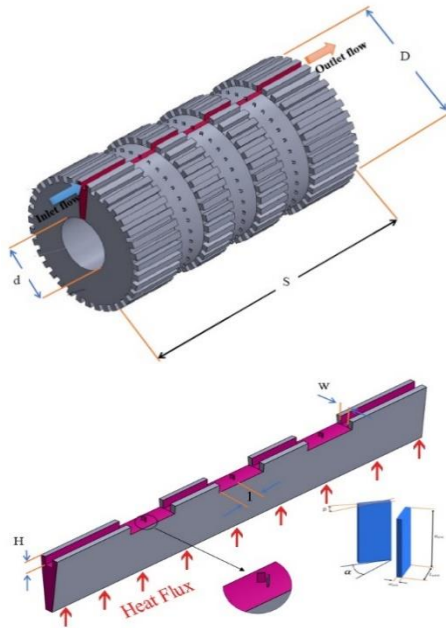
* نویسنده مسئول؛ تلفن: -

آدرس پست الکترونیک: ar.falahat@iau.ac.ir

در سال‌های اخیر، بررسی عملکرد گرمایی و هیدرولیکی چاه‌های گرمایی مینی کانال مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است. این موضوع به دلیل استفاده از چاه گرمایی میکروکانال و مینی کانال در بسیاری از سیستم‌های توان بالا نظیر تجهیزات میکروالکترونیک، باتری‌های ماشین‌های هیبریدی، میکرو راکتورها و غیره است [۱-۳]؛ بنابراین، ارائه یک تکنیک خنک‌کنندگی موثر برای بهبود انتقال گرما در چاه‌های گرمایی، ضروری است.

چاه‌های گرمایی میکروکانال و مینی کانال با توجه به شکل منبع گرمایی به دو دسته تخت و استوانه‌ای تقسیم می‌گردند. که در خصوص کارایی چاه‌های گرمایی استوانه‌ای، تحقیقات نسبتاً کمی صورت گرفته است [۴-۷]. فان و همکاران [۸]، مشخصات گرمایی و هیدرولیکی جریان آب در یک چاه گرمایی استوانه‌ای مینی کانال جدید با فین‌های بریده شده مایل را بررسی نمودند و دریافتند که عدد ناسلت میانگین در این چاه گرمایی نسبت به چاه گرمایی معمولی با مینی کانال‌های مستقیم افزایش می‌یابد و افت فشار در این چاه گرمایی تقریباً برابر با چاه گرمایی معمولی با مینی کانال‌های مستقیم می‌باشد. فلاح و همکاران [۹ و ۱۰] مشخصات گرمایی-هیدرولیکی و تولید انرژی جریان آب در یک چاه گرمایی استوانه‌ای جدید با مینی کانال‌های مارپیچ را بصورت تجربی و عددی بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش زاویه مارپیچ مینی کانال‌ها، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک سیال کاهش می‌یابد و تولید انرژی کل افزایش می‌یابد. همچنین جهت محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک، دو رابطه همبستگی جدید پیشنهاد دادند. خلیفا و جفال [۱۱] به بررسی عددی و تجربی کارایی گرمایی و هیدرولیکی چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مستقیم، موجی و مارپیچ پرداختند. آنها دریافتند که بهترین کارایی گرمایی-هیدرولیکی مربوط به چاه گرمایی با مینی کانال‌های مارپیچ است. عبدالحمید و همکاران [۱۲] مشخصات گرمایی-هیدرولیکی و تولید انرژی یک چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های هیبریدی مستقیم و موجی را بصورت عددی بررسی نمودند. نتایج آنها نشان داد که کارایی گرمایی-هیدرولیکی مینی کانال‌های هیبریدی بهتر از مینی کانال‌های مستقیم است؛ همچنین مشاهده نمودند که افزایش نسبت دامنه موج منجر به افزایش عدد ناسلت و کاهش تولید انرژی می‌گردد.

روش‌های مختلفی برای بهبود انتقال گرما وجود دارد، یکی از روش‌های نوآورانه، استفاده از تولیدکننده ورتکس در کانال‌ها است. این موضوع مورد توجه بعضی از محققین قرار گرفته است [۱۳-۱۵]. ابراهیمی و همکاران [۱۶] به بررسی عددی انتقال گرما جریان آرام آب در یک میکروکانال مستطیلی با تولیدکننده ورتکس طولی پرداختند. نتایج آنها نشان داد که تولیدکننده ورتکس طولی در یک میکروکانال، باعث بهبود چشمگیر انتقال گرما می‌شود. داتا و همکاران [۱۷] به مطالعه عددی مشخصات انتقال گرما و جریان سیال در یک چاه گرمایی میکروکانال با تولیدکننده‌های ورتکس طولی پرداختند. ترکیب‌های مختلف دو جفت تولیدکننده ورتکس طولی با زوایای مختلف تولیدکننده ورتکس و فواصل مختلف آن نسبت به ورودی میکروکانال را در نظر گرفتند. آنها دریافتند که بهترین کارایی کلی چاه گرمایی در زاویه ۳۰ درجه تولید کننده ورتکس و اعداد رینولدز بالاتر از ۶۰۰ اتفاق می‌افتد، در حالیکه برای اعداد رینولدز پایین‌تر، زوایای تولیدکننده ورتکس بالاتر مناسب‌تر است. ژانگ و همکاران [۱۸] به بررسی عددی انتقال گرما در چاه گرمایی مستطیلی با تولیدکننده ورتکس طولی پرداختند. تاثیر طول، عرض، فاصله طولی و تعداد جفت‌های تولیدکننده ورتکس طولی را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند و از روش تاگوچی برای بهینه‌سازی استفاده نمودند. نتایج آنها نشان داد که تعداد و فاصله طولی تولیدکننده‌های ورتکس طولی، بیشترین تاثیر را بر عدد رینولدز دارند و همچنین دریافتند که طول و فاصله طولی تولیدکننده‌های ورتکس، فاکتورهای اصلی تاثیرگذار بر کارایی گرمایی کلی چاه گرمایی می‌باشند. کومار داس و هیرماس [۱۹] یک تحلیل عددی جهت مطالعه تاثیر تولیدکننده ورتکس بال پروانه‌ای بر عملکرد گرمایی-هیدرولیکی و تولید انرژی در یک میکروکانال مستطیلی پرداختند. تاثیر پارامترهایی نظیر ارتفاع، عرض، طول و تعداد تولیدکننده ورتکس را بررسی نمودند. نتایج عددی آنها نشان داد که تولیدکننده ورتکس بال پروانه‌ای، انتقال حرارت جابجایی را بهبود می‌دهد، افت فشار را افزایش و تولید انرژی را کاهش می‌دهد. محمدی و همکاران [۲۰] یک چاه حرارتی میکروکانال با استفاده از پین-فین‌های V شکل و نانوسیال آب-آلومینا را بررسی نمودند. دو هندسه کلی میکروکانال (مستقیم و V شکل) با چهار حالت متفاوت انقطاع را در نظر گرفتند. نتایج آنها نشان داد که میکروکانال



شکل ۱- چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های منقطع شامل تولید کننده ورتکس پیچشی و ناحیه محاسباتی

جدول ۱- پارامترهای هندسی چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های منقطع و تولیدکننده ورتکس پیچشی

مقدار	پارامتر هندسی
۵۰ میلی‌متر	طول چاه گرمایی (S)
۲۵ میلی‌متر	قطر چاه گرمایی (D)
۱۰ میلی‌متر	قطر گرمکن (d)
۱/۲ میلی‌متر	ارتفاع مینی کانال (H)
۱ میلی‌متر	عرض مینی کانال (W)
۶ میلی‌متر	طول بخش‌های منقطع
۶۰،۴۵،۳۰،۱۵ درجه	زاویه تولیدکننده ورتکس (α)
۴۵،۳۰،۱۵،۰ درجه	زاویه پیچش تولیدکننده ورتکس (β)
۴،۳،۲،۱ میلی‌متر	فاصله تولید کننده‌های ورتکس از ابتدای ناحیه منقطع (l)
۱ میلی‌متر	ارتفاع تولیدکننده ورتکس (H_{LVG})
۰/۳ میلی‌متر	طول تولیدکننده ورتکس (L_{LVG})
۰/۰۵ میلی‌متر	عرض تولیدکننده ورتکس (W_{LVG})

۲-۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

جهت تجزیه و تحلیل انتقال حرارت مزدوج سه بعدی در چاه

های منقطع سبب افزایش انتقال گرما در مقایسه با هندسه های مستقیم می‌شوند و همچنین افزایش غلظت نانوذرات، باعث بهبود عملکرد هیدرولیکی-گرمایی می‌گردد.

هدف اصلی مطالعه حاضر، بررسی عددی مشخصات گرمایی-هیدرولیکی جریان سیال آب در یک چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال‌های مستقیم منقطع شامل تولیدکننده ورتکس طولی پیچشی است. تاثیر فاکتورهای طراحی، نظیر زاویه تولید کننده ورتکس نسبت به محور طولی، عدد رینولدز، زاویه پیچش تولید کننده ورتکس و موقعیت تولیدکننده ورتکس در محل های انقطاع بر عملکرد گرمایی-هیدرولیکی چاه گرمایی استوانه‌ای بررسی می‌گردد. از روش تاگوچی [۲۱-۲۴] و آنالیز واریانس جهت تجزیه و تحلیل حساسیت عوامل طراحی و مشخص کردن درصد سهم هر فاکتور بر پارامترهای خروجی استفاده شده است و بهترین سطح هر فاکتور برای پارامترهای خروجی، مشخص می‌گردد. پارامترهای خروجی شامل عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فاینینگ و ضریب کارایی کلی است. تجزیه و تحلیل آماری نتایج عددی برای تعیین سهم عوامل طراحی بر عملکرد هیدروترمال در چاه گرمایی استوانه‌ای جدید با مینی کانال‌های منقطع شامل تولیدکننده ورتکس پیچشی نوآوری مطالعه حاضر است.

۲- روش شبیه سازی عددی

۱-۲- بیان مساله

چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال های منقطع شامل تولید کننده های ورتکس پیچشی و ناحیه محاسباتی در شکل ۱ نشان داده شده است. این چاه گرمایی شامل ۳۶ مینی کانال منقطع است که تولیدکننده‌های ورتکس پیچشی در قسمت های منقطع مینی کانال ها قرار دارند. هر مینی کانال شامل سه بخش منقطع است که در هر بخش یک جفت تولید کننده ورتکس پیچشی قرار دارد. سیال خنک کننده آب و جنس چاه گرمایی مس است. یک مینی کانال مستقیم منقطع با شرط مرزی تناوبی به عنوان ناحیه محاسباتی جهت به حداقل رساندن تعداد شبکه و زمان محاسبات در نظر گرفته شده است. ناحیه محاسباتی شامل بخش های سیال و جامد است و پارامترهای هندسی چاه گرمایی مورد نظر در جدول ۱ نشان داده شده است.

$$\begin{aligned} -k_s \nabla T_s = -k_f \nabla T_f \quad T_s = T_f \\ u = v = w = 0 \end{aligned} \quad \begin{array}{l} \text{سطح مشترک جامد و} \\ \text{سیال} \end{array}$$

۲-۳- پارامترهای مورد بررسی

پارامترهای خروجی در این پژوهش به صورت زیر تعریف می‌گردد. لازم به ذکر است که دما، فشار و سرعت سیال با استفاده از میانگین وزنی جرمی و دمای سطح مینی کانال‌ها از میانگین وزنی سطحی در نرم افزار فلونت اندازگیری می‌گردند.

عدد رینولدز و قطر هیدرولیکی مینی کانال‌ها بصورت روابط زیر تعریف می‌گردند:

$$Re = \frac{\rho_{in} u_{in} D_h}{\mu_{in}} \quad (5)$$

$$D_h = \frac{2WH}{(W+H)} \quad (6)$$

ضریب اصطکاک فانیگ طبق رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$f = \frac{\Delta P D_h}{2S \rho_f u_{in}^2} \quad (7)$$

که در رابطه فوق، ΔP و S به ترتیب، افت فشار در مینی کانال و طول مینی کانال منقطع با تولیدکننده ورتکس پیچشی می‌باشند.

ضریب انتقال گرمای جابجایی و عدد ناسلت میانگین، طبق روابط زیر محاسبه می‌گردند:

$$h = \frac{q}{A_c \left[T_w - \left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2} \right) \right]} \quad (8)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad (9)$$

که در روابط فوق، q ، T_w و A_c به ترتیب، گرمای جذب شده توسط سیال، دمای سطح انتقال گرمای جابجایی مینی کانال منقطع با تولیدکننده ورتکس پیچشی و سطح انتقال گرما است.

ضریب کارایی گرمایی کل با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۱۰]:

گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های منقطع و تولیدکننده ورتکس پیچشی، فرض گردیده است که سیال نیوتنی، تراکم ناپذیر، آرام و پایدار باشد و از جابجایی طبیعی، تشعشع و اتلاف لزجت صرفنظر گردیده است [۲۰]. خواص ترموفیزیکی سیال و جامد، به ترتیب وابسته به دما [۲۵] و ثابت در نظر گرفته شده است. با توجه به فرض‌های در نظر گرفته شده، معادلات حاکم برای سیال و جامد بصورت زیر است:

$$\nabla \cdot (\vec{V}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho_f (\vec{V} \cdot \nabla \cdot \vec{V}) = -\nabla P + \mu_f \nabla^2 (\vec{V}) \quad (2)$$

$$\vec{V} \cdot \nabla \cdot T = \frac{k_f}{\rho_f C_{pf}} \nabla^2 T \quad (3)$$

معادله انرژی برای بخش جامد چاه گرمایی، بصورت زیر است:

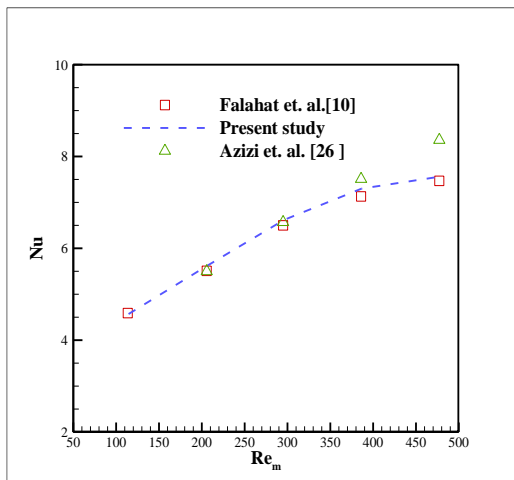
$$\nabla^2 T_s = 0 \quad (4)$$

جهت حل معادلات حاکم فوق، باید شرایط مرزی مناسب در نظر گرفته شود. شرایط مرزی برای چاه گرمایی استوانه‌ای در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲- شرایط مرزی هیدرودینامیک و گرمایی چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های منقطع و تولیدکننده ورتکس پیچشی

شرایط	مرزها
$u = u_{in} = 0.127 - 0.382 \text{ m/s}$ $T_f = T_{in} = 297 \text{ K}$	ورودی مینی کانال‌ها منقطع
$P = P_{out} = 0$	خروجی مینی کانال‌ها
$q'' = 190 \text{ W/cm}^2$	دیواره پایین چاه گرمایی (محل گرمکن)
	دیواره های کناری چاه گرمایی
$-k_s \nabla T_s = 0$	دیواره جلویی و پشتی چاه گرمایی و دیواره بالای مینی کانال‌ها و فین‌ها

(Re_m) در این شکل بر اساس خواص ترموفیزیکی سیال در دمای میانگین سیال در ورودی و خروجی مینی کانالها محاسبه گردیده است. مشاهده می‌گردد که تطابق خوبی بین نتایج عددی با نتایج تجربی و رابطه همبستگی بر قرار است. ماکزیمم خطای نسبی به ترتیب با نتایج تجربی فلاحت و همکاران [۱۰] و رابطه همبستگی عزیززی و همکاران [۲۶] در حدود ۲/۳۸٪ و ۹/۵۷٪ است.



شکل ۲- مقایسه نتایج عددی با نتایج فلاحت و همکاران [۱۰] و عزیززی و همکاران [۲۶]

۳- الگوریتم تاگوچی و آنالیز واریانس

در این پژوهش جهت بهینه نمودن شرایط عملیاتی و پارامترهای هندسی چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانالهای منقطع و تولیدکننده ورتکس پیچشی، از روش تاگوچی استفاده شده است. این روش، یک روش اصلاح شده و استاندارد شده جهت طراحی آزمایش که بهینه‌سازی را بر اساس نظریه آمار و احتمال ریاضی انجام می‌دهد. این روش با استفاده از آرایه‌های متعامد تعداد آزمایشات یا شبیه‌سازی‌ها را کاهش می‌دهد. در این روش بجای تغییر یک به یک فاکتورهای در نظر گرفته شده، تغییر فاکتورها بطور همزمان با استفاده از آرایه های متعامد انجام می‌گردد. تولید جدول آزمایشات بر اساس فاکتورهای مورد نظر و سطوح آن‌ها به گونه‌ای است که کمترین تعداد آزمایشات یا شبیه سازی‌ها، فقط نتایج ضروری در نظر گرفته خواهد شد [۲۷]. جدول ۴، فاکتورهای مورد نظر در پژوهش حاضر و سطوح آن‌ها را نشان می‌دهد. تعداد

$$JF = (Nu/Nu_0)(f/f_0)^{-1/3} \quad (10)$$

که در این رابطه، اندیس 0 مربوط به شرایطی است که مینی کانال مستقیم بدون انقطاع و تولیدکننده ورتکس پیچشی است.

۲-۴- روش حل عددی، مطالعه شبکه و اعتبار سنجی

در پژوهش حاضر، معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود توسط نرم افزار فلونت با حلگر تفکیک شده مبتنی بر فشار دو دفته، حل گردیده است. جهت کوپلینگ سرعت و فشار از الگوریتم سیمپل استفاده شده است. گسسته‌سازی معادلات مومنتم و انرژی با استفاده از روش بالادست مرتبه دوم انجام شده است. معیار همگرایی برای معادلات پیوستگی و مومنتم کمتر از 10^{-6} و برای معادله انرژی کمتر از 10^{-9} در نظر گرفته شده است. جهت بدست آوردن نتایج با دقت بالاتر، استقلال شبکه برای همه مدل‌ها انجام شده است. برای هر یک از مدل‌ها، چهار سیستم شبکه بی‌سازمان تولید شده است. بطور مثال نتایج برای چاه گرمایی استوانه‌ای در عدد رینولدز ۳۵۰، زاویه تولید کننده ورتکس ۳۰ درجه، زاویه پیچش تولیدکننده ورتکس صفر درجه و فاصله تولیدکننده ورتکس ابتدای ناحیه منقطع ۳ میلی‌متر در جدول ۳ نشان داده شده است. مشاهده می‌گردد که از تعداد شبکه ۲۳۴۹۰۹۱ با توجه به درصد خطای نسبی در این جدول، عدد ناسلت تغییر زیادی نداشته و به همین منظور، سومین سیستم شبکه جهت محاسبات انتخاب شده است.

جدول ۳- نتایج استقلال از شبکه

تعداد شبکه	Nu	$\frac{ Nu_{base} - Nu }{Nu_{base}} \times 100$
1100818	11/61	1/53
1940220	11/76	0/25
2349091	11/78	0/08
2786036	11/79	base

برای اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی عددی پژوهش حاضر، نتایج بدست آمده با نتایج تجربی فلاحت و همکاران [۱۰] و رابطه همبستگی عزیززی و همکاران [۲۶] مقایسه گردیده است. شکل ۲، این مقایسه را برای عدد ناسلت برای چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال‌های بدون انقطاع و بدون تولیدکننده ورتکس را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که عدد رینولدز

$$SS_K = N_K \sum (\bar{y}_{Kj} - \bar{y}_{ij})^2 \quad (13)$$

$$SS_T = \sum (y_{ij} - \bar{y}_{ij})^2 \quad (14)$$

$$V_K = \frac{SS_K}{DF_K} \quad (15)$$

$$CR_K = \frac{SS_K}{SS_T} \quad (16)$$

که در معادلات فوق، SS_K ، SS_T ، V_K ، CR_K و N_K به ترتیب برابر مجموع مجذورات فاکتور K ، مجموع مجذورات کل تغییرات، واریانس فاکتور K ، درصد مشارکت هر فاکتور و تکرار فاکتور K در هر سطح است.

جدول ۵- آرایه متعامد L_{16} برای پژوهش حاضر

شماره آزمایش	فاکتور			
	Re	α (deg)	β (deg)	l(mm)
1	150	15	0	1
2	150	30	15	2
3	150	45	30	3
4	150	60	45	4
5	250	15	15	3
6	250	30	0	4
7	250	45	45	1
8	250	60	30	2
9	350	15	30	4
10	350	30	45	3
11	350	45	0	2
12	350	60	15	1
13	450	15	45	2
14	450	30	30	1
15	450	45	15	4
16	450	60	0	3

۴- نتایج و بحث

۴-۱- نتایج نسبت سیگنال به نویز

جدول ۶، نتایج شبیه‌سازی عددی و نسبت سیگنال به نویز برای شانزده مدل طراحی شده بر اساس الگوریتم تاگوچی را برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فاینینگ و کارایی گرمایی کل را نشان می‌دهد. در این پژوهش، هدف، مقادیر کمتر ضریب اصطکاک فاینینگ و مقادیر بالاتر عدد ناسلت و ضریب

فاکتورها و سطوح آن‌ها هر کدام برابر چهار است که بر اساس این تعداد فاکتور و این تعداد سطح، تعداد کل شبیه‌سازی‌ها در روش فاکتوریل کامل برابر ۲۵۶ عدد است. بر اساس روش تاگوچی و آرایه متعامد L_{16} ، تعداد شبیه‌سازی‌ها بصورت چشمگیری کاهش می‌یابد و بجای ۲۵۶ عدد به ۱۶ عدد کاهش خواهد یافت. آرایه متعامد L_{16} برای فاکتورهای مورد نظر این پژوهش و سطوح مربوط به آن‌ها در جدول ۵ نشان داده شده است. در طراحی آزمایش توسط روش تاگوچی برای آنالیز کیفیت از نسبت سیگنال به نویز استفاده می‌شود که برای حالت‌های کوچکترین بهترین است و بزرگترین بهترین است به ترتیب توسط روابط (۱۱) و (۱۲) محاسبه می‌گردد [۲۸]:

$$SNR_S = -10 \times \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right] \quad (11)$$

$$SNR_L = -10 \times \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right] \quad (12)$$

که در روابط فوق، y_i از شبیه‌سازی‌های عددی بدست خواهد آمد و n تعداد تکرارهای شبیه‌سازی است.

جدول ۴- فاکتورهای اثر گذار و سطوح آن‌ها

فاکتورهای طراحی	سطح			
	1	2	3	4
A: Re	150	250	350	450
B: α (deg)	15	30	45	60
C: β (deg)	0	15	30	45
D: l(mm)	1	2	3	4

آنالیز واریانس (ANOVA) یک روش آماری استاندارد دیگر برای بهینه کردن و تجزیه و تحلیل دقیق داده‌های آرایه شده توسط روش تاگوچی و تعیین درصد مشارکت فاکتورهای طراحی می‌باشد [۲۸]. در این روش با استفاده از مفاهیم آماری مانند مجموع مجذورات، پارامترهایی نظیر درصد سهم و واریانس یک فاکتور در پارامترهای خروجی بدست می‌آید. نتایج آنالیز واریانس برای پارامترهای خروجی این مطالعه، بر اساس معادلات زیر بدست می‌آید [۲۹]:

کارایی گرمایی کل است.

ناحیه منقطع، انتقال گرما افزایش می‌یابد که دلیل آن این است که تولید کننده ورتکس توسط سرعت بالای جریان در ورود به بخش منقطع تحت تاثیر قرار می‌گیرد و باعث ایجاد شدت تلاطم بالاتر در جریان می‌گردد و به توسعه ورتکس پشت تولید کننده ورتکس کمک می‌کند. وجود تولید کننده ورتکس علاوه بر اینکه سطح انتقال گرما را افزایش می‌دهد باعث اختلاط بیشتر سیال می‌گردد و در نتیجه، دمای دیواره مینی کانال را کاهش می‌دهد و انتقال گرما را بهبود می‌بخشد. با توجه به جدول ۷ مدل بهینه A4B4CID1 برای بهبود انتقال گرما، مناسب‌تر است.

جدول ۷- میانگین نسبت سیگنال به نویز برای عدد ناسلت

Level	A	B	C	D
1	17/01	19/76	20/27	20/57
2	19/64	19/91	20/10	20/51
3	21/29	20/22	20/06	19/82
4	22/58	20/63	20/08	19/62
Delta	5/56	0/86	0/21	0/94
Rank	1	3	4	2

نسبت سیگنال به نویز چهار فاکتور طراحی در سطوح مختلف برای ضریب اصطکاک فانیگ در جدول ۸ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که در این جدول، افزایش نسبت سیگنال به نویز، به معنای کاهش ضریب اصطکاک فانیگ است. نسبت سیگنال به نویز ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز و کاهش زاویه تولید کننده ورتکس، کاهش و با افزایش زاویه پیچش تولید کننده ورتکس و افزایش فاصله تولید کننده ورتکس از ابتدای ناحیه منقطع، کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است با افزایش زاویه تولید کننده ورتکس، جابجایی عرضی خطوط جریان بزرگتر شده و در نتیجه، طول پیموده شده توسط سیال افزایش می‌یابد که منجر به بزرگتر شدن افت فشار و ضریب اصطکاک می‌گردد. این یافته با نتایج بدست آمده توسط داتا و همکاران [۱۷] مطابقت دارد. همچنین، افزایش زاویه تولید کننده ورتکس انسداد جریان سیال را بیشتر می‌کند و باعث افزایش افت فشار و ضریب اصطکاک می‌گردد. با توجه به این جدول، بدیهی است که عدد رینولدز و زاویه تولید کننده

جدول ۶- نتایج عددی و نسبت سیگنال به نویز

شماره آزمای ش	Nu	SNR _{Nu}	f	SNR _f	JF	SNR _{JF}
1	7/14	17/074	0/0847	21/442	1/304	2/306
2	7/16	17/098	0/0837	21/545	1/312	2/357
3	7/08	17/001	0/0838	21/535	1/297	2/259
4	6/98	16/877	0/0836	21/556	1/280	2/144
5	8/77	18/860	0/0597	24/481	1/410	2/984
6	9/26	19/332	0/0630	24/013	1/470	3/346
7	10/0 8	20/069	0/0649	23/755	1/580	3/973
8	10/3 4	20/290	0/0679	23/363	1/60	4/082
9	10/3 6	20/307	0/0490	26/196	1/460	3/287
10	10/6 5	20/547	0/0492	26/161	1/50	3/521
11	12/3 3	21/819	0/0581	24/716	1/640	4/296
12	13/3	22/477	0/0620	24/152	1/940	5/756
13	13/8 3	22/816	0/0509	25/866	1/640	4/297
14	13/5 6	22/645	0/0466	26/632	1/660	4/402
15	12/5 5	21/973	0/0463	26/688	1/530	3/694
16	13/9 1	22/867	0/0533	25/465	1/620	4/190

نسبت سیگنال به نویز برای هر پارامتر خروجی، با استفاده از روابط ۱۱ و ۱۲، تعیین شده و در جدول‌های ۷ تا ۹ نشان داده شده است. تجزیه و تحلیل آماری داده‌ها حاصل از شبیه سازی های عددی با استفاده از نرم افزار مینی تب (Minitab) (20) انجام شده است.

نسبت سیگنال به نویز فاکتورهای طراحی در سطوح مختلف برای عدد ناسلت در جدول ۷ نشان داده شده است. مشاهده می‌گردد که به ترتیب عدد رینولدز، فاصله تولید کننده ورتکس از ابتدای ناحیه منقطع و زاویه تولید کننده ورتکس، تاثیر قابل توجهی بر عدد ناسلت دارند که مقادیر تاثیر آن‌ها طبق جدول ۷ برای عدد رینولدز، فاصله تولید کننده ورتکس از ابتدای ناحیه منقطع و زاویه تولید کننده ورتکس به ترتیب برابر ۵/۵۶، ۰/۹۴ و ۰/۸۶ است. دلیل آن این است که با افزایش عدد رینولدز، ضخامت لایه مرزی کم می‌گردد و همچنین اختلاط جریان افزایش می‌یابد و انتقال گرما را افزایش می‌دهد. با کاهش فاصله تولید کننده ورتکس نسبت به ابتدای

جدول ۹- میانگین نسبت سیگنال به نویز برای ضریب

کارایی گرمایی کل				
Level	A	B	C	D
1	2/27	3/22	3/54	4/11
2	3/60	3/41	3/70	3/76
3	4/22	3/56	3/51	3/24
4	4/15	4/04	3/48	3/12
Delta	1/95	0/83	0/21	0/99
Rank	1	3	4	2

با توجه به شرایط بهینه در جدول‌های ۷ تا ۹، مقادیر پارامترهای خروجی مدل‌های بهینه شده، بدست آمده و در جدول ۱۰ نشان داده شده‌است. چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های بدون انقطاع و بدون تولیدکننده ورتکس در عدد رینولدز ۴۵۰ به عنوان مدل اصلی در نظر گرفته شد. با توجه به جدول ۱۰، مشاهده می‌گردد که عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانیگ و ضریب کارایی گرمایی کل مدل‌های بهینه شده به ترتیب ۱۰۰٪، ۱۶/۸٪ و ۹۴٪ نسبت به مدل اصلی افزایش یافته است.

جدول ۱۰- مقایسه مدل‌های بهینه شده با مینی کانال

مستقیم بدون تولید کننده ورتکس			
پارامتر خروجی	مدل اصلی	مدل بهینه شده	اختلاف (%)
Nu	7/53	15/06	100
f	0/0368	0/043	16/8
JF	1	1/94	94

۴-۲- آنالیز واریانس

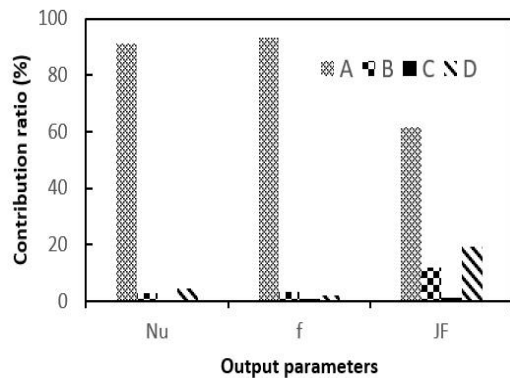
نتایج آنالیز واریانس برای پارامترهای خروجی این تحقیق در جدول‌های ۱۱ تا ۱۳ نشان داده شده‌است. بررسی نتایج نشان می‌دهد که نسبت سهم عدد رینولدز در عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانیگ و ضریب کارایی گرمایی کل به ترتیب برابر ۹۱/۲۶٪، ۹۳/۳۷٪ و ۶۱/۵۹٪ است؛ همچنین ۱۹/۲۲٪ از نسبت سهم کل ضریب کارایی گرمایی کل، مربوط به فاصله تولیدکننده ورتکس از ابتدای بخش منقطع است در حالی که مقادیر مربوط به عدد ناسلت و ضریب اصطکاک فانیگ، به ترتیب برابر ۴/۴۶٪ و ۲/۰۹٪ است. بررسی دقیق تر نتایج نشان می‌دهد که سهم زاویه تولیدکننده ورتکس بر پارامترهای

ورتنکس، تاثیر بیشتری بر ضریب اصطکاک فانیگ دارند. مقدار تاثیر عدد رینولدز و زاویه تولیدکننده ورتکس به ترتیب برابر ۴/۶۴ و ۰/۹۵ است. با توجه به جدول ۸ مدل بهینه A4B2C3D4 برای کاهش تلفات اصطکاک و صرفه جویی در قدرت پمپاژ، مناسب‌تر است.

جدول ۸- میانگین نسبت سیگنال به نویز برای ضریب

اصطکاک فانیگ				
Level	A	B	C	D
1	21/52	24/50	23/91	24/00
2	23/90	24/59	24/22	23/87
3	25/31	24/17	24/43	24/41
4	26/16	23/63	24/33	24/61
Delta	4/64	0/95	0/52	0/74
Rank	1	2	4	3

نسبت سیگنال به نویز چهار فاکتور طراحی در سطوح مختلف برای ضریب کارایی گرمایی کل در جدول ۹ نشان داده شده است. بزرگتر از یک بودن مقدار ضریب کارایی گرمایی کل، بدین معنا است که بهبود انتقال گرما بر افزایش افت فشار غلبه نموده است. با توجه به جدول ۶، مشاهده می‌گردد که ضریب کارایی گرمایی کل در تمامی، بزرگتر از یک است. با توجه به جدول ۹، موثرترین فاکتورها بر ضریب کارایی گرمایی کل، به ترتیب، عدد رینولدز، فاصله تولیدکننده ورتکس از ابتدای بخش منقطع و زاویه تولیدکننده ورتکس است. لازم به ذکر است که زاویه پیچش تولیدکننده ورتکس، کمترین تاثیر را بر ضریب کارایی گرمایی کل دارد. همان گونه که در جدول ۹ مشاهده می‌شود، مقدار اثرهای عدد رینولدز، فاصله تولید کننده ورتکس از ابتدای بخش منقطع و زاویه تولیدکننده ورتکس به ترتیب برابر ۱/۹۵، ۰/۹۹ و ۰/۸۳ است. نتیجه گرفته می‌شود که استفاده همزمان از تولید کننده ورتکس در چاه‌های گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های منقطع، ضریب کارایی گرمایی کل را افزایش می‌دهد. با توجه به جدول ۹ مدل بهینه برای ضریب کارایی گرمایی کل A3B4C2D1 (مدل ۱۲) است.



شکل ۳- نسبت سهم فاکتورهای طراحی بر پارامترهای خروجی تحقیق

۴-۳- تایید آزمایش ها

آزمایش تاییدیه، آخرین مرحله در فرآیند طراحی آزمایش است. بعد از مشخص شدن شرایط بهینه برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانینگ و ضریب کارایی گرمایی کل، آزمایش های تاییدیه در سطوح بهینه فاکتورها برای عدد ناسلت (A4B4C1D1)، ضریب اصطکاک فانینگ (A4B2C3D4) و ضریب کارایی گرمایی کل (A3B4C2D1)، کل انجام شد. نسبت سیگنال به نویز پیش‌بینی شده (η_{Pr})، برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانینگ و ضریب کارایی گرمایی کل در شرایط بهینه به ترتیب، با استفاده از معادلات (۱۷) تا (۱۹) محاسبه گردید:

$$\eta_{Pre} = \eta_{A4} + \eta_{B4} + \eta_{C1} + \eta_{D1} - 3\bar{\eta} = 22.58 + 20.63 + 20.27 + 20.57 - 3(20.13) = 23.66 \text{ dB} \quad (17)$$

$$\eta_{Pre} = \eta_{A4} + \eta_{B2} + \eta_{C3} + \eta_{D4} - 3\bar{\eta} = 26.16 + 24.59 + 24.43 + 24.61 - 3(24.22) = 27.13 \text{ dB} \quad (18)$$

$$\eta_{Pre} = \eta_{A3} + \eta_{B4} + \eta_{C2} + \eta_{D1} - 3\bar{\eta} = 4.22 + 4.04 + 3.70 + 4.11 - 3(3.56) = 5.39 \text{ dB} \quad (19)$$

که در معادلات فوق مقادیر η برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانینگ و ضریب کارایی گرمایی کل از جدول های (۷) تا (۹) استخراج شده است و مقادیر نسبت میانگین سیگنال به نویز برای هر پارامتر با توجه به جدول (۶) محاسبه گردیده

خروجی، حداکثر ۱۱/۸۹٪ است. ماکزیمم سهم زاویه پیچش تولیدکننده ورتکس بر پارامترهای خروجی برابر ۱/۲۸٪ است و می‌توان نتیجه گرفت که اثر این فاکتور بر پارامترهای خروجی، ناچیز است. جهت نشان دادن بهتر نتایج حاصل از تحلیل واریانس، بر اساس جدول‌های ۱۱ تا ۱۳، نسبت سهم هر فاکتور طراحی بر پارامترهای خروجی در شکل ۳ نشان داده شده است.

جدول ۱۱- آنالیز واریانس برای عدد ناسلت

Design factor	DF	Sum of squares (SS)	Variance (V)	Contribution
A	3	90/1204	30/0401	91/26%
B	3	2/9417	0/9806	2/98%
C	3	0/2457	0/0819	0/25%
D	3	4/4025	1/4675	4/46%
Error	3	1/0376	0/3459	1/05%
Total	15	98/7480		100/00%

جدول ۱۲- آنالیز واریانس برای ضریب اصطکاک فانینگ

Design factor	DF	Sum of squares (SS)	Variance (V)	Contribution
A	3	0/002796	0/000932	93/37%
B	3	0/000092	0/000031	3/08%
C	3	0/000021	0/000007	0/70%
D	3	0/000062	0/000021	2/09%
Error	3	0/000023	0/000008	0/76%
Total	15	0/002995		100/00%

جدول ۱۳- آنالیز واریانس برای ضریب کارایی گرمایی کل

Design factor	DF	Sum of squares (SS)	Variance (V)	Contribution
A	3	0/283547	0/094516	61/59%
B	3	0/054752	0/018251	11/89%
C	3	0/005887	0/001962	1/28%
D	3	0/088472	0/029491	19/22%
Error	3	0/027722	0/009241	6/02%
Total	15	0/460378		100/00%

است. نتایج حاصل از شبیه سازی‌های عددی انجام شده تحت شرایط بهینه برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانیگ و ضریب کارایی گرمایی کل، به ترتیب برابر ۲۳/۵۵ دسی بل، ۲۷/۳۳ دسی بل و ۵/۷۶ دسی بل است. بر اساس آزمایش‌های تاییدیه، نیجه گرفته می‌شود که تطابق خوبی بین مقادیر پیش بینی شده و مقادیر شبیه‌سازی عددی وجود دارد. خطای نسبی مقادیر پیش‌بینی شده نسبت به مقادیر شبیه‌سازی شده، برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانیگ و ضریب کارایی گرمایی کل، به ترتیب برابر ۲/۳۹٪، ۲/۳۳٪ و ۴/۱۲٪ است.

۵- نتیجه گیری

در این مطالعه، برای اولین بار مشخصات گرمایی- هیدرولیکی جریان سیال آب در یک چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال- های مستقیم منقطع شامل تولید کننده ورتکس طولی پیچشی با استفاده از الگوریتم تاگوچی و آنالیز آماری واریانس به صورت عددی بررسی شد. چهار فاکتور طراحی شامل زاویه تولید کننده ورتکس نسبت به محور طولی، عدد رینولدز، زاویه پیچش تولید کننده ورتکس و موقعیت تولید کننده ورتکس در محل های انقطاع در چهار سطح در نظر گرفته شد. نتایج مهم بدست آمده از این مطالعه به شرح زیر است:

۱- عدد رینولدز، فاصله تولید کننده ورتکس از ابتدای بخش منقطع و زاویه تولید کننده ورتکس نقش قابل توجهی در ضریب کارایی گرمایی کل دارند.

۲- مهمترین فاکتور تاثیر گذار بر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک فانیگ، عدد رینولدز است که نسبت سهم آن بیش از ۹۰٪ است.

۳- بیشترین نسبت سهم فاصله تولید کننده ورتکس از ابتدای بخش منقطع و زاویه تولید کننده ورتکس، بر پارامترهای خروجی به ترتیب برابر ۱۹/۲۲٪ و ۱۱/۸۹٪ است.

۴- استفاده از تولید کننده ورتکس در مینی کانال های منقطع، انتقال گرما و افت فشار را بطور همزمان افزایش می‌دهد و باعث بهبود ضریب کارایی گرمایی کل می‌گردد.

۵- با توجه به نسبت‌های میانگین سیگنال به نویز، شرایط بهینه برای ضریب کارایی گرمایی کل برابر A3B4C2D1 است.

نتایج این پژوهش می‌تواند برای کاربردهای آینده در رابطه با خنک نمودن منابع گرمایی استوانه‌ای مانند باتری‌های ماشین های هیبریدی، لیزرهای توان بالا و میکرو راکتورهای استوانه-

ای مهم باشد.

۶- علائم و نشانه‌ها

A_{ht}	سطح انتقال گرما، m^2
CR_K	درصد مشارکت هر فاکتور
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت، $J/kg K$
D_h	قطر هیدرولیکی، m
f	ضریب اصطکاک فانیگ
H	ارتفاع مینی کانال، m
h	ضریب انتقال گرما، $W/m^2 K$
JF	فاکتور کارایی گرمایی کل
k	ضریب هدایت گرمایی، $W/m K$
Nu	عدد ناسلت
P	فشار، Pa
q	گرمای جذب شده توسط سیال، W
Re	عدد رینولدز
S	طول چاه گرمایی، m
SS_K	مجموع مجذورات فاکتور K
SS_T	مجموع مجذورات کل تغییرات
T	دما، K
u	سرعت، m/s
V_K	واریانس فاکتور K
W	عرض مینی کانال، m
\bar{x}_{xz}	میانگین هر فاکتور در سطح X
\bar{x}_{ij}	میانگین نسبت سیگنال به نویز هر فاکتور
x_{ij}	میانگین نسبت سیگنال به نویز هر آزمایش
y_i	مقدار کارایی هر فاکتور

علائم یونانی

μ	ویسکوزیته دینامیکی، $Pa \cdot s$
ρ	دانشیته، kg/m^3

زیر نویس ها

f	سیال
in	ورودی
out	خروجی
s	جامد
w	دیوار

- مراجع
- [12] Abdulhaleem A.A, Jaffal H.M and Khudhur D.S (2019) Performance optimization of a cylindrical mini-channel heat sink using hybrid straight-wavy channel. *Int. J. Therm. Sci.* 146: 106111.
- [13] Hsiao K.Y, Wu C.Y and Huang Y.T (2014) Fluid mixing in a microchannel with longitudinal vortex generators. *Chem. Eng. J.* 235: 27-36.
- [14] Khoshvaght-Aliabadi M, Zangouei S and Hormozi F (2015) Performance of a plate-fin heat exchanger with vortex-generator channels: 3D-CFD simulation and experimental validation. *Int. J. Therm. Sci.* 88: 180-192.
- [15] Ebrahimi A, Roohi E and Kheradmand S (2016) Nanofluid flow and heat transfer in a microchannel with longitudinal vortex generators: Two-phase numerical simulation. *Applied Thermal Engineering* 100: 179-189.
- [16] Ebrahimi A, Roohi E and Kheradmand S (2014) Numerical study of liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators. *Applied Thermal Engineering* 78: 576-583.
- [17] Datta A, Sanyal D and Kumar Das A (2016) Numerical investigation of heat transfer in microchannel using inclined longitudinal vortex generator. *Applied Thermal Engineering* 78: 1008-1019.
- [18] Zhang J.F, Jia L, Yang W.W, Taler J and Oclon P (2019) Numerical analysis and parametric optimization on flow and heat transfer of a microchannel with longitudinal vortex generators. *Int. J. Therm. Sci.* 141: 211-221.
- [19] Kumar Das A and Hiremath S.S (2022) Investigation on the Thermohydraulic Performance and Entropy Generation of Novel Butterfly-Wing Vortex Generator in a Rectangular Microchannel. *Thermal Science and Engineering Progress* 36: 101531.
- [20] Mohammadi M, Mazloumi S.H, Hassani S.M, Khoshvaght-Aliabadi M (2017) Improvement of hydrothermal performance of microchannel heat sinks using V-shap pin-fins and Al₂O₃/water nanofluid, *J. Solid Fluid Mech.*, 7: 211-228.
- [21] Bazkhane S and Zahmatkesh I (2020) Taguchi based sensitivity analysis of hydrodynamics and heat transfer of nanofluids in a microchannel heat sink (MCHS) having porous substrates. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 118: 104885.
- [22] Heydari O, Miansari M, Arasteh H and Toghraie D (2021) Optimizing the hydrothermal performance of helically corrugated coiled tube heat exchangers using Taguchi's empirical method: energy and exergy analysis. *J. Therm. Analysis Calorimetry* 145: 2741-2752.
- [1] Fan Y, Lee P.S, Jin L.W, and Chua B.W (2013) A simulation and experimental study of fluid flow and heat transfer on cylindrical oblique-finned heat sink. *Int. J. Heat Mass Trans.* 61: 62-72.
- [2] Zhou H, Zhou F, Zhang Q, Wang Q and Song Z (2019) Thermal management of cylindrical lithium-ion battery based on a liquid cooling method with half-helical duct. *Applied Thermal Engineering* 162:11425761.
- [3] Aghel B, Rahimi M, Sepahvand A, Alitabar M, and Ghasempour H.R (2014) Using a Wire coil insert for biodiesel production enhancement in a microreactor. *Energy Conversion Management* 84:541-549.
- [4] Khosravi R, Rabiei S, Bahiraei M, and Teymourtash A (2019) 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* 109:104351.
- [5] Jeong J.H, Hah S, Kim D, Lee J.H, and Kim S.M (2020) Thermal analysis of cylindrical heat sinks filled with phase change material for high-power transient cooling. *Int. J. Heat Mass Trans* 154:119725.
- [6] Bahoosh R. and A.R. Falahat (2020) Heat transfer of nanofluid through helical minichannels with secondary branches. *Heat and Mass Transfer* 57: 703-714.
- [7] Rabiei S, Khosravi R, Bahiraei M, Raziei M, and Ahmadian Hosseini A.J (2020) Thermal and hydraulic characteristics of a hybrid nanofluid containing graphene sheets decorated with platinum through a new wavy cylindrical microchannel. *Applied Thermal Engineering* 181:115981.
- [8] Fan Y, Lee P.S, Jin L.W. and Chua B.W (2014) Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of a novel cylindrical oblique fin heat sink. *Int. J. Therm. Sci.* 76: 1-10.
- [9] Falahat A.R, Bahoosh R and Noghrehabadi A.R (2018) A numerical investigation of heat transfer and pressure drop in a novel cylindrical heat sink with helical minichannels. *J. Heat mass trans. research* 5: 11-26.
- [10] Falahat A.R, Bahoosh R, Noghrehabadi A.R and Rashidi M.M (2019) Experimental study of heat transfer enhancement in a novel cylindrical heat sink with helical minichannels. *Applied Thermal Engineering* 154: 585-592.
- [11] Khalifa M.A and Jaffal H.M (2019) Effects of channel configuration on hydrothermal performance of the cylindrical mini-channel heat sinks. *Applied Thermal Engineering* 148: 1107-1130.

- [27] Etghani M.M and Hosseini Baboli S.A (2017) Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in shell and helical tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 121: 294-301.
- [28] Li Y, Yang B, Wang Zh and Guo Q (2024) Investigation on the thermal and hydraulic characteristics of the micro heat sinks with grooves and pin fins by Taguchi-based sensitivity analysis. *Applied Thermal Engineering* 249: 123454.
- [29] Roy R.K (2001) *Design of experiments using Taguchi approach*. Jhon Wiley & Sons, New York.
- [30] Krishnaiah K and Shahabudeen P (2012) *Applied Design of Experiments and Taguchi Methods*. PHI Learning Pvt. Ltd.
- [23] Falahat A.R (2023) Sensitivity analysis of boehmite alumina nanofluid in a novel cylindrical heat sink with hybrid helical-straight minichannels using the Taguchi method and statistical analysis. *Int. J. Therm. Sci.* 185: 108035.
- [24] Khaki Jamei M and Abbasi M (2017) Numerical investigation of nano-fluid on mico channel heat sink efficiency using the Taguchi method. *J. Solid Fluid Mech.*, 7: 275-287.
- [25] Chai L, Xia G, Zhou M, Li J and Qi J (2013) Optimum thermal design of interrupted microchannel heat sink with rectangular ribs in the transverse microchambers. *Applied Thermal Engineering*, 51: 880–889.
- [26] Azizi Z, Alamdari A and Malayeri M.R (2016) Thermal performance and friction factor of a cylindrical microchannel heat sink cooled by Cu-water nanofluid. *Applied Thermal Engineering* 99: 970–978.