مکانیک سازهها و شارهها/ سال۱۴۰۴/ دوره ۱۵/ شماره ۲/ صفحه ۱۵۱–۱۶۲

. نشریه کانیک سازه کاو شاره ک



 ${\rm DOI:}\ 10.22044/jsfm.2025.14607.3864$



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

رضا دریس زاده'، 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: ۱۴۰۳/۱۰۲/۲ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۱۱/۰۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۲/۲۷

چکیدہ

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 تاثیرگذار طراحی و سطح های 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 فنینگ و ضریب کارایی گرمایی کل است. برای بررسی تأثیر فاکتورهای طراحی بر پارامترهای خروجی، از روش آماری تاگوچی با آرایههای متعامد 16L 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 ۵۹/۱۸/۱۰ /۱۹۸۲ و ۱۹۹۲ ٪ در ضریب کارایی گرمایی کل دارند. زاویه پیچش تولیدکننده ورتکس، سهم کمی در پارامترهای خروجی دارد. مدل بهینه شده برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فنینگ و ضریب کارایی گرمایی کل نسبت به مدل اصلی به ترتیب ۱۰۰/٪، ۱۶/۲/ و ۹۲.

كلمات كليدى: چاه گرمايى استوانهاى؛ مينى كانال منقطع؛ توليدكننده ورتكس پيچشى؛ روش تاگوچى؛ آناليز واريانس.

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

^{*} نويسنده مسئول؛ تلفن: -آدرس پست الكترونيك: 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 نظیر تمیکرو 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 می گردند. که در خصوص کارایی چاههای گرمایی استوانهای، تحقیقات نسباً كمي صورت گرفته است[۴-۷]. فان و همكاران [۸]، مشخصات گرمایی و هیدرولیکی جریان آب در یک چاه گرمایی استوانهای مینی کانال جدید با فین های بریده شده مایل را بررسی نمودند و دریافتند که عدد ناسلت میانگین در این چاه گرمایی نسبت به چاه گرمایی معمولی با مینیکانالهای مستقیم افزایش می یابد و افت فشار در این چاه گرمایی تقریباً برابر با چاه گرمایی معمولی با مینیکانالهای مستقیم می باشد. فلاحت و همکاران [۹و۱۰] مشخصات گرمایی-هیدرولیکی و تولید انتروپی جریان آب در یک چاه گرمایی استوانهای جدید با مینی کانال های مارپیچ را بصورت تجربی و عددی بررسی نمودند. نتایج آن ها نشان داد که با افزایش زاویه مارپیچ مینی کانالها، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک سیال کاهش مییابد و تولید انتروپی 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 استوانه ای با مینی کانال های مستقیم، موجی و مارپیچ پرداختند. آنها دریافتند که بهترین کارایی گرمایی-هیدرولیکی مربوط به چاه گرمایی با مینی کانالهای مارپیچ است. عبدالحلیم و همکاران [۱۲] مشخصات گرمایی-هیدرولیکی و تولید انتروپی یک چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های هیبریدی مستقیم و موجی را بصورت عددی بررسی نمودند. نتایج أنها نشان داد که کارایی گرمایی-هیدرولیکی مینی کانال های هیبریدی بهتر از مینی کانالهای مستقیم است؛ همچنین مشاهده نمودند که افزایش نسبت دامنه موج منجر به افزایش عدد ناسلت و کاهش تولید انتروپی می گردد.

روش های مختلفی برای بهبود انتقال گرما وجود دارد، یکی از روش های نوآورانه، استفاده از تولیدکننده ورتکس در كانالها 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 مستطيلي با توليدكننده ورتكس طولي پرداختند. نتايج آنها نشان داد که تولیدکننده ورتکس طولی در یک میکروکانال، باعث بهبود چشمگیر انتقال گرما می شود. 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 می افتد، در حاليكه براى اعداد رينولدز پايينتر، زواياى توليدكننده ورتكس بالاتر مناسب تر 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 جفت های 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 تاثیر گذار بر کارایی گرمایی کلی چاه گرمایی میباشند. کومار داس و هیرماس [۱۹] یک تحلیل عددی جهت مطالعه تاثیر تولیدکننده ورتکس بال پروانه ای بر عملکرد گرمایی- هیدرولیکی و تولید انتروپی در یک ميكروكانال مستطيلي پرداختند. تاثير پارامترهايي نظير ارتفاع، عرض، طول و تعداد تولیدکننده ورتکس را بررسی نمودند. نتايج عددى آنها نشان داد كه توليدكننده ورتكس بال پروانه ای، انتقال حرارت جابجایی را بهبود میدهد، افت فشار را افزایش و تولید انتروپی را کاهش میدهد. محمدی و همکاران [۲۰] یک چاه حرارتی میکروکانال با استفاده از پین-فین های 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

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

هدف اصلی مطالعه حاضر، بررسی عددی مشخصات گرمایی-هیدرولیکی جریان سیال آب در یک چاه گرمایی استوانه ای با مينى كانال هاى مستقيم منقطع شامل توليد كننده ورتكس طولی پیچشی است. تاثیر فاکتورهای طراحی، نظیر زاویه تولید كننده ورتكس نسبت به محور طولى، عدد رينولدز، زاويه پیچش تولید کننده ورتکس و موقعیت تولیدکننده ورتکس در محل های انقطاع بر عملکرد گرمایی-هیدرولیکی چاه گرمایی استوانهای بررسی می گردد. از روش تاگوچی [۲۱-۲۴] و آنالیز واريانس جهت تجزيه و تحليل حساسيت عوامل طراحي و مشخص کردن درصد سهم هر فاکتور بر پارامترهای خروجی استفاده شده است و بهترین سطح هر فاکتور برای پارامترهای خروجی، مشخص می گردد. پارامترهای خروجی شامل عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانینگ 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 نوآوري مطالعه حاضر است.

۲- روش شبیه سازی عددی

۲-۱-بیان مساله

چاه گرمایی استوانه ای 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 تولید کننده های 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. پارامترهای هندسی چاه گرمایی مورد نظر در جدول ۱ نشان داده شده است.



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

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

مقدار	پارامتر هندسی
۵۰ میلیمتر	طول چاه گرمایی (S)
۲۵ میلیمتر	قطر چاہ گرمایی (D)
۱۰ میلیمتر	قطر گرمکن (d)
۱/۲ میلیمتر	ارتفاع مینی کانال (H)
۱ میلیمتر	عرض مینی کانال (W)
۶ میلیمتر	طول بخشهاي منقطع
۶۰،۴۵،۳۰،۱۵ درجه	زاويه توليدكننده ورتكش(α)
۴۵،۳۰،۱۵،۰ درجه	زاويه پيچش توليدكننده ورتكس(β)
	فاصله تولید کنندههای ورتکس از ابتدای
	ناحيه منقطع (<i>l</i>)
۱ میلیمتر	ارتفاع توليدكننده ورتكس (H _{LVG})
۰/۳ میلیمتر	طول توليدكننده ورتكس(L _{LVG})
۰/۰۵ میلیمتر	عرض توليدكننده ورتكس(W _{LVG})

۲-۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

جهت تجزیه و تحلیل انتقال حرارت مزدوج سه بعدی در چاه

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 فرض های در نظر گرفته شده، معادلات حاکم برای سیال و جامد بصورت زیر است:

$$\nabla . \left(\vec{\mathbf{V}} \right) = 0 \tag{1}$$

$$\rho_f\left(\vec{\mathbf{V}}\,\nabla\!\cdot\!\vec{\mathbf{V}}\right) = -\nabla\mathbf{P} + \mu_f \nabla^2\!\left(\vec{\mathbf{V}}\right) \tag{(f)}$$

$$\vec{\mathbf{V}} \, \nabla. \, \mathbf{T} = \frac{k_f}{\rho_f \, C_{Pf}} \, \nabla^2 T \tag{(7)}$$

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

$$\nabla^2 T_s = 0 \tag{(f)}$$

جهت حل معادلات حاکم فوق، باید شرایط مرزی مناسب در نظر گرفته شود. شرایط مرزی برای چاه گرمایی استوانه ای در جدول ۲ نشان داده شدهاست.

جدول ۲- شرایط مرزی هیدرودینامیک و گرمایی چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانالهای منقطع و تولید کننده ور تکس پیچشی

شرايط	مرز ها
$.u = u_{in} = 0.127 - 0.382 \text{ m/s}$	ورودي ميني كانالها
$T_f = T_{\rm in} = 297 K$	منقطع
$P = P_{out} = 0$	خروجی مینی کانالها
$q'' = 190 W/cm^2$	دیواره پایین چاه گرمایی
	(محل گرمکن)
پريوديک	دیواره های کناری چاه
	گرمایی
$-\mathbf{k}_{s}\nabla T_{s}=0$	دیواره جلویی و پشتی
	چاه گرمایی و دیواره
	بالای مینی کانالها و
	فينها

$$-\mathbf{k}_{\mathrm{s}}
abla \mathbf{T}_{\mathrm{s}} = -\mathbf{k}_{\mathrm{f}}
abla \mathbf{T}_{\mathrm{f}} \quad \mathbf{T}_{\mathrm{s}} = \mathbf{T}_{\mathrm{f}}$$
سطح مشترک جامد و $u = v = w = 0$ سیال

۲-۳- پارامتر های مورد بررسی

پارامترهای خروجی در این پژوهش به صورت زیر تعریف می گردد. 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 فلوئنت اندازه گیری می گردند.

عدد رینولدز و قطر هیدرولیکی مینی کانالها بصورت روابط زیر تعریف می^عردند:

$$Re = \frac{\rho_{in} u_{in} D_h}{\mu_{in}} \tag{(a)}$$

$$D_{h} = \frac{2WH}{(W+H)}$$
(9)

نضریب اصطکاک فانینگ طبق رابطه زیر محاسبه می گردد:
$$f = \frac{\Delta P D_h}{2 S \rho_f u_{in}^2} \tag{V}$$

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 می گردند:

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

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

که در روابط فوق، R_w ،q 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 می گردد [۱۰]:

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

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 فلوئنت با حلگر تفکیک شده مبتنی بر فشار دو دقته، حل گردیده است. جهت کوپلینگ سرعت و فشار از الگوریتم سیمیل استفاده شدهاست. گسستهسازی معادلات مومنتم و انرژی با استفاده از روش بالادست مرتبه دوم انجام شده است. معیار همگرایی برای معادلات پیوستگی و ممومنتم کمتر از ⁶-10 و برای معادله انرژی کمتر ⁹-10 از در نظر گرفته شدهاست. جهت بدست آوردن نتایج با دقت بالاتر، استقلال شبکه برای همه مدل ها انجام شدهاست. برای هریک از مدل ها، چهار سیستم شبکه بیسازمان تولید شده است. بطور مثال نتایج برای چاه گرمایی استوانهای در عدد رینولدز ۳۵۰، زاویه توليد كننده ورتكس ۳۰ درجه، زاويه پيچش توليدكننده ورتكس صفر درجه و فاصله توليدكننده ورتكس ابتداى ناحيه منقطع ۳ میلیمتر در جدول ۳ نشان داده شدهاست. مشاهده می گردد که از تعداد شبکه ۲۳۴۹۰۹۱ با توجه به درصد خطای نسبی در این جدول، عدد ناسلت تغییر زیادی نداشته و به همين منظور، سومين سيستم شبكه جهت محاسبات انتخاب شدهاست.

شبكه	از	استقلال	۳- نتايج	جدول
------	----	---------	----------	------

تعداد شبكه	Nu	$\frac{ Nu_{base} - Nu }{\times 100}$
		Nu _{base}
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 عزیزی و همکاران [۲۶] مقایسه گردیده است. شکل ۲، این مقایسه را برای عدد ناسلت برای چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال های بدون انقطاع و بدون تولیدکننده ورتکس را نشان میدهد. لازم به ذکر است که عدد رینولدز

(Re_m) در این شکل بر اساس خواص ترموفیزیکی سیال در دمای میانگین سیال در ورودی و خروجی مینی کانالها محاسبه گردیده است. مشاهده می گردد 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 عزیزی و همکاران [۲۶] در حدود ٪۲۳۸۲ و ٪۲۵۸۲ است.



شکل ۲- مقایسه نتایج عددی با نتایج فلاحت و همکاران[10] و عزیزی و همکاران [26]

۳- الگوريتم تاگوچي و آناليز واريانس

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 شدهاست. این روش، یک روش اصلاح شده و استاندارد شده جهت طراحی آزمایش که بهینه سازی را بر اساس نظریه آمار و احتمال ریاضی انجام می دهد. این روش با استفاده از آرایه های متعامد تعداد آزمایشات یا شبیه سازیها را کاهش می دهد. در این روش بجای تغییر یک به یک فاکتورهای در نظر گرفته شده، تغییر فاکتورها بطور همزمان با استفاده از آرایه های متعامد انجام می گردد. تولید جدول آزمایشات بر اساس فاکتورهای مورد نظر و سطوح آنها به گونهای است که در نظر گرفته خواهد شد [۲۷]. جدول ۴، فاکتورهای مورد نظر در نظر گرفته خواهد شد [۲۷]. جدول ۴، فاکتورهای مورد نظر

فاکتورها و سطوح آنها هر کدام برابر چهار است که بر اساس این تعداد فاکتور و این تعداد سطح، تعداد کل شبیه سازیها در روش فاکتوریل کامل برابر ۲۵۶ عدد است. بر اساس روش تاگوچی و آرایه متعامد L₁₆، تعداد شبیهسازیها بصورت چشمگیری کاهش مییابد و بجای ۲۵۶ عدد به ۱۶ عدد کاهش خواهد یافت. آرایه متعامد L₁₆ 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 حالت های کوچکترین بهترین است و بزرگترین بهترین است به ترتیب توسط روابط (۱۱) و (۱۲) محاسبه می گردد [۲۸]:

$$SNR_{S} = -10 \times \log\left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} y_{i}^{2}\right]$$
(11)

$$SNR_L = -10 \times \log\left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2}\right]$$
(17)

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

سوع بن مد		- C - D - D - D - D - D - D - D - D - D		
فاكتورهاى طراحى		ح	سط	
	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

جدول ۴- فاکتور های اثر گذار و سطوح آن ها

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

$$SS_{K} = N_{K} \sum \left(\bar{y}_{Kj} - \bar{y}_{ij} \right)^{2}$$
(17)

$$SS_{T} = \sum_{SS_{F}} (y_{ij} - \bar{y}_{ij})^{2}$$
 (14)

$$V_K = \frac{OK}{DF_K}$$
(14)

$$CR_{K} = \frac{SS_{K}}{SS_{T}}$$
(19)

جدول ۵- آرایه متعامد L₁₆ برای پژوهش حاضر

شماره		فاكتور				
آزمايش	Re	$\alpha(deg)$	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 فانینگ و کارایی گرمایی کل را نشان میدهد. در این پژوهش، هدف، مقادیر کمتر ضریب اصطکاک فانینگ و مقادیر بالاتر عدد ناسلت و ضریب ناحیه منقطع، انتقال گرما افزایش می ابد که دلیل آن این است که تولید کننده ور تکس توسط سرعت بالای جریان در ورود به بخش منقطع تحت تاثیر قرار می گیرد و باعث ایجاد شدت ^{ماره} تلاطم بالاتر در جریان می گردد و به توسعه ور تکس پشت تولید مای کننده ور تکس کمک می کند. وجود تولید کننده ور تکس علاوه ثم کننده سلح انتقال گرما را افزایش می دهد باعث اختلاط بیشتر سیال می گردد و در نتیجه، دمای دیواره مینی کانال را ³ کاهش می دهد و انتقال گرما را بهبود می بخشد. با توجه به ⁴ مناسبت تر است.

جدول ۷- میانگین نسبت سیگنال به نویز برای عدد

ناسلت					
Level	А	В	С	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 فانینگ 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 فانینگ است. نسبت سیگنال به نویز ضریب اصطکاک با افزایش عدد رينولدز و كاهش زاويه توليدكننده ورتكس، كاهش و با افزايش زاویه پیچش تولیدکننده ورتکس و افزایش فاصله تولید کننده ورتکس از ابتدای ناحیه منقطع، کاهش می یابد. لازم به ذکر است با افزایش زاویه تولیدکننده ورتکس، جابجایی عرضی خطوط جریان بزرگتر شده و در نتیجه، طول پیموده شده توسط سیال افزایش می یابد که منجر به بزرگتر شدن افت فشار و ضریب اصطکاک می گردد. این یافته با نتایج بدست آمده توسط داتا و همکاران [۱۷] مطابقت دارد. همچنین، افزایش زاویه تولید کننده ورتکس انسداد جریان سیال را بیشتر می کند و باعث افزایش افت فشار و ضریب اصطکاک می گردد. با توجه به این جدول، بدیهی است که عدد رینولدز و زاویه تولیدکننده

کارایی گرمایی کل است.

جدول ۶- نتایج عددی و نسبت سیگنال به نویز

شماره						
آزمای	Nu	SNR_{Nu}	f	SNR_{f}	JF	$\mathrm{SNR}_{\mathrm{JF}}$
ش						
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 شدهاست. مشاهده می گردد که به ترتیب عدد رینولدز، فاصله تولیدکننده ورتکس از ابتدای ناحیه منقطع و زاویه تولیدکننده ورتکس، تاثیر قابل توجهی بر عدد ناسلت دارند که مقادیر تاثیر آن ها طبق جدول ۷ برای عدد رینولدز، فاصله تولیدکننده ورتکس از ابتدای ناحیه منقطع و زاویه تولیدکننده ورتکس به ترتیب برابر ۸۵/۵۶ ۴/۹۰ و ۸۶/۶ است. دلیل آن این است که با افزایش عدد رینولدز، ضخامت لایه مرزی کم می گردد و همچنین اختلاط جریان افزایش مییابد و انتقال گرما را افزایش می دهد. با کاهش فاصله تولیدکننده ورتکس نسبت به ابتدای

ورتکس، تاثیر بیشتری بر ضریب اصطکاک فانینگ 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، مناسبتتر است.

جدول ۸- میانگین نسبت سیگنال به نویز برای ضریب اصطکاک فانینگ

			•	
Level	А	В	С	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 می گردد 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 ذكر است كه زاويه پيچش توليدكننده ورتكس، كمترين تاثير را بر ضریب کارایی گرمایی کل دارد. همان گونه که در جدول ۹ مشاهده می شود، مقدار اثرهای عدد رینولدز، فاصله تولید کننده ورتکس از ابتدای بخش منقطع و زاویه تولیدکننده ورتکس به ترتیب برابر ۱/۹۵، ۹۹/۰ و ۰/۸۳ است. نتیجه گرفته می شود 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.

جدول ۹- میانگین نسبت سیگنال به نویز برای ضریب

کارایی گرمایی کل						
Level	А	В	С	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 استوانه ای 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 می گردد که عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانینگ و ضریب کارایی گرمایی کل مدلهای بهینه شده به ترتیب ٪۰۰۰، ٪۸۶/۸ و ٪۹۴ نسبت به مدل اصلی افزایش یافته است.

جدول ۱۰- مقایسه مدلهای بهینه شده با مینی کانال مستقیم بدون تولید کننده ور تکس

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 شده است. بررسی نتایج نشان میدهد که نسبت سهم عدد رینولدز در عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فاننینگ و ضریب کارایی گرمایی کل به ترتیب برابر /٬۹۱/۲۶ و /٬۹۵/۱۶ 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 ٪٬۴۱۶ و ٪٬۲۰۹ است. بررسی دقیق تر نتایج نشان میدهد که سهم زاویه تولیدکننده ورتکس بر پارامترهای



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 پیش بینی شده (npr)، 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:

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

$$\begin{split} \eta_{Pre} &= \eta_{A4} + \eta_{B2} + \eta_{C3} + \eta_{D4} - \\ 3\bar{\eta} &= 26.16 + 24.59 + 24.43 + \\ 24.61 - 3(24.22) &= 27.13 \text{ dB} \end{split}$$
(1A)

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

3(3.56) = 5.39 dB

که در معادلات فوق مقادیر η برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک فانینگ و ضریب کارایی گرمایی کل از جدولهای (۲) 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/ ۱۱ست. ماکزیمم سهم زاویه پیچش تولیدکننده ورتکس بر پارامترهای خروجی برابر ۲ 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
А	3	90/1204	30/0401	91/26%
В	3	2/9417	0/9806	2/98%
С	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 A	DF 3	Sum of squares (SS) 0/002796	Variance (V) 0/000932	Contribution 93/37%
В	3	0/000092	0/000031	3/08%
С	3	0/000021	0/00007	0/70%
D	3	0/000062	0/000021	2/09%
Error	3	0/000023	0/00008	0/76%
Total	15	0/002995		100/00%

جدول ۱۳- آنالیز واریانس برای ضریب کارایی گرمایی

كل						
Design factor	DF	Sum of squares (SS)	Variance (V)	Contribution		
А	3	0/283547	0/094516	61/59%		
В	3	0/054752	0/018251	11/89%		
С	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 فانینگ 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 فانینگ و ضریب کارایی گرمایی کل، به ترتیب برابر ٪ ۲/۳۹، ٪ ۲/۳۳ و ٪ ۲/۱۲ است.

۵- نتیجه گیری

در این مطالعه، برای اولین بار مشخصات گرمایی- هیدرولیکی جریان سیال آب در یک چاه گرمایی استوانه ای با مینی کانال۔ های مستقیم منقطع شامل تولیدکننده ورتکس طولی پیچشی با استفاده از الگوریتم تاگوچی و آنالیز آماری واریانس به صورت عددی بررسی شد. چهار فاکتور طراحی شامل زاویه تولیدکننده ورتکس نسبت به محور طولی، عدد رینولدز، زاویه پیچش تولیدکننده 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 تولیدکننده ورتکس از ابتدای بخش منقطع و زاویه تولیدکننده ورتکس نقش قابل توجهی در ضریب کارایی گرمایی کل دارند.

۲- مهمترین فاکتور تاثیرگذار بر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک
 فانینگ، 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 تولیدکننده 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 می گردد.

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.

ليانهها	۶- علايم و نث
m^2 سطح انتقال گرما، m^2	A_{ht}
درصد مشارکت هر فاکتور	CR_K
گرمای ویژه در فشار ثابت، J/kg K	C_P
قطر هيدروليكي، m	D_h
ضريب اصطكاك فانينگ	f
ارتفاع مینی کانال، <i>m</i>	Н
ضريب انتقال گرما، <i>W/m² K</i>	h
فاکتور کارایی گرمایی کل	JF
ضریب هدایت گرمایی، <i>W/m K</i>	k
عدد ناسلت	Nu
فشار، Pa	Р
گرمای جذب شده توسط سیال، <i>W</i>	q
عدد رينولدز	Re
طول چاه گرمایی، m	S
مجموع مجذورات فاكتور K	SS_K
مجموع مجذورات كل تغييرات	SS_T
دما، K	Т
سرعت، m/s	u
واريانس فاكتور K	V_K
عرض مینی کانال، <i>m</i>	W
میانگین هر فاکتور در سطح X	\bar{x}_{Xj}
میانگین نسبت سیگنال به نویز هر فاکتور	\bar{x}_{ij}
میانگین نسبت سیگنال به نویز هر آزمایش	x_{ij}
مقدار کارایی هر فاکتور	y_i
	علائم يونانى
ويسكوزيته ديناميكي، Pa.s	μ
kg/m^3 دانسیته،	ρ
	زيرنويس ها
سيال	f
ورودى	in
خروجى	out
جامد	S
ديوار	W

- [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.

مراجع

- 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 lithiumion 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 sensivity 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 Cuwater nanofluid. Applied Thermal Engineering 99: 970–978.