J. Energy Conversion
Volume: 13, Issue:2, 2026: 17-34

نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)

دوره ۱۳، شماره ۲، تابستان ۱۴۰۵، ص: ۳۴-۱۷

تحلیل عددی و آماری انتقال گرما و نرخ تولید انتروپی در چاه گرمایی استوآن‌های با پیکربندی جدید مینی‌کانال‌ها

محسن محمدی نژاد[۱] و علیرضا فلاحت [۲و*]

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 ar.falahat@iau.ac.ir

دریافت: ۱۴۰۵/۳/۲۰ ، بازنگری: ۱۴۰۵/۴/۱۵ ، پذیرش: ۱۴۰۵/۵/۵

چکیده

در مطالعه حاضر، عملکرد گرمایی- هیدرولیکی جریان آب در چاه گرمایی استوآن‌های با مینی‌کانال‌های هیبریدی جدید، به‌صورت عددی و آماری بررسی شده است. هندسه مینی کانال‌های هیبریدی شامل یک بخش مستقیم و چهار بخش مارپیچ با زوایای مارپیچ متفاوت می‌باشد. جهت کاهش تعداد شبیه‌سازی‌ها و بهینه نمودن عملکرد چاه گرمایی، از روش تاگوچی با آرایه L16 استفاده شده است. پنج فاکتور طراحی شامل عدد رینولدز و چهار زوایای مارپیچ مختلف در طول مینی کانال در چهار سطح متفاوت می‌باشد. تأثیر فاکتورهای فوق بر پارامترهای خروجی نظیر عدد ناسلت (Nu)، ضریب اصطکاک (f)، ضریب کارایی گرمایی کل(TPF) و عدد تولید انتروپی(EGN) ارزیابی شده است. نتایج نشان داد که عدد رینولدز بیش‌ترین تأثیر را بر روی TPFو EGN دارد که سهم آن به‌ترتیب ٪ ۸۰/۳۳ ، ٪۷۸/۸۸ می‌باشد. پس از آن زاویه اولین بخش مارپیچ، سهم قابل‌توجهی بر پارامترهای خروجی دارد و سهم بقیه فاکتورها ناچیز می‌باشد. هم‌چنین دو ترکیب بهینه برای TPF و EGN به‌دست آمد که درصد بهبود این ترکیب‌ها نسبت به نمونه اصلی به‌ترتیب حدود ٪ ۵۴ و ٪۶۹ می‌باشد.

کلمات کلیدی: چاه گرمایی استوآن‌های، مینی‌کانال هیبریدی، نرخ تولید انتروپی، عدد رینولدز، روش تاگوچی.

* **عهده‌دار مکاتبات:** ar.falahat@iau.ac.ir

نحوه استناد به این مقاله: محسن محمدی نژاد و علیرضا فلاحت. تحلیل عددی و آماری انتقال گرما و نرخ تولید انتروپی در چاه گرمایی استوآن‌های با پیکربندی جدید مینی‌کانال‌ها. **مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۵; ۱۳ (۲) : ۳۴-۱۷.**

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر، با گسترش روز افزون فناوری در سامانه‌های الکترونیکی و تجهیزات با توان بالا، مدیریت گرما تولید شده و پایداری دمایی قطعات، به یکی از چالش‌های اساسی در طراحی سیستم‌های انرژی بالا تبدیل شده است[۱و۲]. افزایش چگالی توان در تجهیزات فشرده موجب شده است که روش‌های خنک‌کاری مرسوم کارایی لازم را نداشته باشند. برای بهبود انتقال گرما، روش‌های مختلفی وجود دارد که استفاده از تولیدکننده‌های ورتکس در کانال‌ها به‌عنوان رویکردی نوین شناخته می‌شود. این سازوکار با ایجاد آشفتگی هدفمند در جریان، توجه بسیاری از پژوهشگران را به خود جلب کرده و به‌عنوان راه‌کاری مؤثر برای بهبود عملکرد حرارتی مطرح شده است[۵-۳]. استفاده از نانوسیالات نیز به یکی دیگر از راه‌کارهای مهم در خنک‌کاری و سیالات تبدیل شده است[۱۱-۶]. عزیزی و همکاران [۱۲] عملکرد گرمایی یک چاه گرمایی استوآن‌های با ۸۶ میکروکانال را به‌صورت تجربی و با استفاده از نانوسیال آب–مس بررسی نمودند. نتایج نشان داد که افزودن نانوذرات موجب بهبود قابل‌توجه عدد ناسلت در مقایسه با آب خالص می‌شود و کارایی حرارتی را افزایش می‌دهد. شهد و همکاران [۱۳] انتقال گرما اجباری نانوسیال Water-CuO در چاه گرمایی استوآن‌های با کانال‌های موجی سینوسی و مستقیم به‌صورت عددی در رینولدزهای کم‌تر از ۷۰۰ را بررسی کردند. نتایج نشان داد که طراحی مینی کانال موجی سینوسی با افزایش دامنه موج و تعداد چین‌خوردگی، موجب کاهش دمای دیواره و تقویت ضریب انتقال حرارت می‌شود. هم‌چنین مشخص شد که افزایش میزان چین‌خوردگی، مقاومت گرمایی را کاهش می‌دهد. آن‌ها نتیجه گرفتند که نانوسیال در مقایسه با آب خالص، عملکرد حرارتی به‌مراتب بهتری ارائه می‌دهد. فلاحت و همکاران[۱۵،۱۴] کارایی گرمایی -هیدرولیکی نانوسیال بوهمیت آلومینا در یک چاه گرمایی استوآن‌های با مینی کانال‌های مارپیچ را به‌صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که زاویه مارپیچ و عدد رینولدز بیش‌ترین تأثیر را بر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک دارند و مینی کانال مارپیچ با نانوسیال انتخاب مناسبی برای بهبود عملکرد حرارتی چاه‌های گرمایی استوآن‌های است. خسروی و همکاران [۱۶] تحلیل قانون دوم ترمودینامیک بر روی نانوسیال هیبریدی گرافن–پلاتینیوم/آب در چاه گرمایی میکروکانال استوآن‌های با فین‌های موجی را به‌صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش دامنه موج، غلظت نانوذرات و عدد رینولدز، انتروپی حرارتی را کاهش و انتروپی اصطکاکی را افزایش می‌دهد و برگشت‌ناپذیری به‌وجود آمده عمدتاً حرارتی است. هم‌چنین یک مدل شبکه عصبی برای پیش‌بینی نرخ تولید انتروپی ارائه کردند. خلیفه و جفال [۱۷] به مطالعه عددی و تجربی مشخصات انتقال گرما و افت فشار جریان آب در یک چاه گرمایی مینی کانال جدید با سطح مقطع شش‌ضلعی پرداختند. آن‌ها پیکربندی‌های مختلفی از موانع، شامل پین‌هایی با سطح مقطع نیم‌دایره‌ای، سوزنی شامل حفره‌هایی را به‌منظور بهبود اختلاط سیال و انتقال گرما به‌کار گرفتند. نتایج پژوهش آن‌ها نشان داد که در مقایسه با چاه گرمایی مینی کانال استوآن‌های متداول (فاقد مانع و حفره)، بهبود قابل‌توجهی در انتقال گرما حاصل شده است. به‌طوری‌که پیکربندی پین های نیم‌دایره‌ای منجر به دست‌یابی به‌کارایی گرمایی-هیدرولیکی ۱/۶۷ گردید. خلیفه و جفال [۱۸] عملکرد گرمایی–هیدرولیکی چاه‌های گرمایی استوآن‌های با مینی‌کانال‌های مختلف را به‌صورت عددی و تجربی بررسی نمودند. آن‌ها مینی کانال‌های مستقیم، مارپیچ و موجی را ارزیابی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش گام و دامنه موج، موجب تقویت انتقال گرما می‌گردد و هم‌چنین مشخص نمودند که مینی کانال مارپیچ، بهترین عملکرد حرارتی–هیدرولیکی و کم‌ترین اتلاف انرژی را دارد. فلاحت و همکاران [۱۹]، انتقال گرما جریان سیال آب در یک چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مارپیچ را بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که با کاهش زاویه مارپیچ مینی کانال‌ها، انتقال گرما و افت فشار افزایش می‌یابد. هم‌چنین، دو رابطه هم‌بستگی جدید برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به‌دست آوردند. نی و همکاران [۲۰] ، یک چاه گرمایی استوآن‌های با میکروکانال‌های هیبریدی و فین‌های متخلخل را جهت بهبود خنک‌کاری منابع استوآن‌های بصورت عددی تحلیل نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از فین‌های متخلخل، ضمن افزایش ٪۶۱/۷ انتقال گرما و کاهش ٪۲۲/۸ تولید آنتروپی، کارایی گرمایی را به ٪۲۷ ارتقا می‌دهد. جیانگ و همکاران [۲۱] عملکرد گرمایی-هیدرولیکی و نرخ تولید انتروپی در چاه گرمایی استوآن‌های با مینی کانال مارپیچ دارای سوراخ‌های دایره‌ای در فین را به‌صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که که سوراخ فین‌ها، جریان سیال را بهبود داده و انتقال گرما را افزایش می‌دهد. هم‌چنین، اندازه و موقعیت سوراخ‌ها بر نرخ تولید انتروپی و عملکرد حرارتی تأثیرگذار بود و ایجاد سوراخ در فین باعث بهبود کلی عملکرد حرارتی-هیدرولیکی چاه گرمایی استوآن‌های با مینی کانال‌های مارپیچ می‌شود. فان و همکاران [۲۲] نشان دادندکه چاه گرمایی استوآن‌های مینی‌کانال با فین‌های مورب نسبت به نوع فین مستقیم، عملکرد حرارتی

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

بهتری دارد. این ساختار با حذف اثر لبه‌ای و ایجاد جریان ثانویه یکنواخت، عدد ناسلت را تا٪۷۵/۶ افزایش و مقاومت حرارتی را تا٪۵۹ کاهش می‌دهد، و هم‌چنین افت فشار قابل‌توجهی ایجاد نمی‌شود. شی و همکاران [۲۳]، عملکرد گرمایی-هیدرولیکی چاه گرمایی را با یک ساختار نوین فین سوزنی با آرایش متناوب را به‌صورت عددی و با بهره‌گیری از روش تاگوچی ارزیابی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از چگالی و ارتفاع متغیر (به‌ویژه در پیکربندی رشد خطی)، ضمن حفظ افت فشار، موجب بهبود چشم‌گیر کارایی گرمایی و یکنواختی دما چاه گرمایی می‌گردد که راه‌کاری کارآمد برای مدیریت حرارتی در سیستم‌های الکترونیکی پرتوان می‌باشد. لی و همکاران [۲۴] چاه گرمایی شیاردار با فین‌های مستطیلی را برای خنک‌کاری تجهیزات با توان بالا را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ترکیب بهینه شیارها و فین‌ها، انتقال گرما را به‌طور قابل‌توجهی افزایش داده، دمای ماکزیمم را کاهش و شاخص عملکرد کلی را بهبود می‌بخشد. این پژوهش نشان داد که اصلاح هندسی فین‌ها و شیارها راه‌کار موثری برای مدیریت انتقال گرما می‌باشد. عبدالحالم و همکاران [۲۵] چاه گرمایی استوآن‌های با مینی‌کانال ترکیبی مستقیم-موجی را برای بهبود انتقال گرما و کاهش افت فشار بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که کانال ترکیبی عملکرد کلی بهتری نسبت به کانال مستقیم دارد، دمای سطح را کاهش می‌دهد و توزیع یکنواخت دما در طول مینی‌کانال افزایش می‌یابد. آن‌ها هم‌چنین دریافتند که استفاده از این نوع مینی کانال باعث کاهش نرخ تولید انتروپی و بهبود کارایی حرارتی-هیدرولیکی می‌شود و نتایج تجربی با نتایج عددی تطابق خوبی دارند. لی و همکاران[۲۶] عملکرد حرارتی و هیدرولیکی چاه‌های گرمایی با میکروکانال و میکرو پین‌فین را به‌صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ابعاد حفره‌ها و پین‌فین‌ها بیش‌ترین تأثیر را بر انتقال حرارت، افت فشار و یکنواختی دما دارند و طراحی بهینه با کاهش مصرف انرژی، کارایی کلی سیستم را بهبود می‌بخشد.

هدف اصلی مطالعه حاضر، مطالعه عددی و آماری مشخصات انتقال گرما و جریان سیال و نرخ تولید آنتروپی در یک چاه گرمایی استوآن‌های با پیکربندی جدید می‌باشد. هر مینی کانال شامل بخش ابتدایی مستقیم و چهار بخش مارپیچ با زوایای متفاوت می‌باشد. تأثیر عدد رینولدز و زوایای مارپیچ هر بخش بر کارایی گرمایی-هیدرولیکی و نرخ تولید آنتروپی چاه گرمایی بررسی می‌گردد. نوآوری این مطالعه در به‌کارگیری مینی‌کانال‌های هیبریدی با پیکربندی جدید (شامل بخش ابتدایی مستقیم و بخش‌های مارپیچ با زوایای متفاوت مارپیچ در طول مینی کانال) در یک چاه گرمایی استوآن‌های به‌منظور ارتقای عملکرد حرارتی-هیدرولیکی آن نهفته است که تاکنون انجام نگردیده است و هم‌چنین مشخص کردن ساختارهای بهینه بر اساس الگوریتم تاگوچی و آنالیز واریانس برای پارامترهای خروجی نظیر کارایی گرمای کلی و عدد تولید انتروپی چاه گرمایی، نوآوری دیگر این پژوهش می‌باشد.

۲- روش شبیه‌سازی عددی

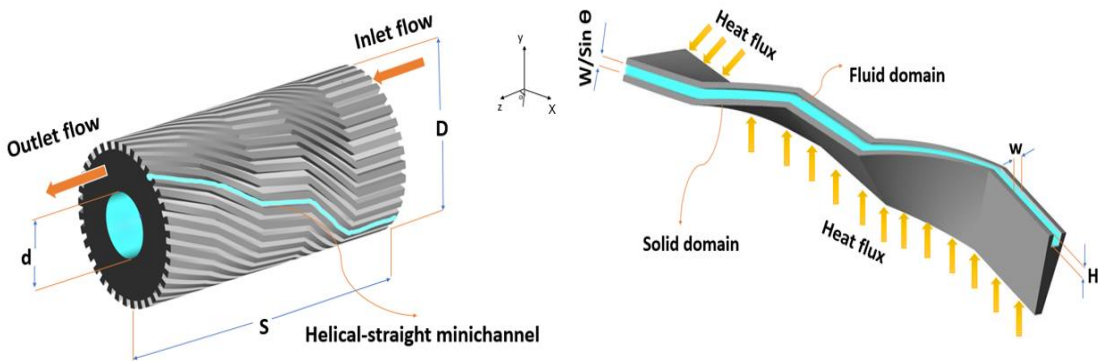
۲-۱- هندسه و شبکه بندی

هندسه مورد مطالعه شامل یک چاه گرمایی استوآن‌های با ۳۶ عدد مینی‌کانال با زوایای مارپیچ متفاوت است که در شکل (۱) نشان داده شده است. هر مینی‌کانال از یک بخش ابتدایی مستقیم و چهار بخش مارپیچ با زوایای متفاوت تشکیل شده است. سیال خنک‌کننده آب و جنس چاه گرمایی از مس انتخاب شده است. پارمترهای هندسی چاه گرمایی استوآن‌های موردنظر به‌صورت زیر می‌باشد.

جدول ۱: پارامترهای هندسی چاه گرمایی استوآن‌های

پارامترها	مقدار
طول چاه گرمایی(S)	۵۰ mm
قطر چاه گرمایی(D)	۲۵ mm
قطر گرمکن(d)	۱۰ mm
ارتفاع مینی کانال(H)	۱/۲mm
عرض مینی کانال(w)	۱ mm
زوایای مارپیچ(θ)	۸۰-۷۰-۶۰-۵۰deg

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



شکل۱: مدل هندسی چاه گرمایی استوآن‌های با پیکربندی جدید مینی کانال‌ها

۲-۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

در این بخش به تشریح دقیق معادلات حاکم بر چاه گرمایی مورد مطالعه پرداخته می‌شود. معادلات حاکم شامل پیوستگی، مومنتوم و انرژی می‌باشد و به‌صورت جریان آرام، تکفاز، نیوتونی، تراکم ناپذیر، پایا، در نظر گرفته می‌شود. هم‌چنین از جابه‌جایی طبیعی، تشعشع و اتلاف لزجت نیز صرف‌نظر شده است[۲۷]. برای دقت بیش‌تر در شبیه‌سازی، خواص ترموفیزیکی آب تابعی از دما [۲۸] در نظر گرفته شده‌اند. با در نظر گرفتن فرض‌های فوق معادلات حاکم بر سیال و جامد به‌شرح زیر است:

$$\nabla.(\vec{V}) = 0 \quad (۱)$$

$$\rho_f(\vec{V}.\nabla\vec{V}) = -\nabla P + \mu_f \nabla^2(\vec{V}) \quad (۲)$$

$$\vec{V}.\nabla T = \frac{K_f}{\rho_f C_{Pf}} \nabla^2 T \quad (۳)$$

$$\nabla^2 T_s = 0 \quad (۴)$$

برای حل معادلات (۱) تا (۴) شروط مرزی مطابق جدول (۲) به‌صورت زیر در نظر گرفته شده است:

جدول ۲: شرایط مرزی چاه گرمایی برای شبیه‌سازی عددی

مرزها	شرایط مرزی
	u_{in}=0.127-0.381 m/s
سرعت در ورودی مینی کانال‌ها	$u_{in=0.127-0.381\ m/s}$
دما در ورودی مینی کانال‌ها	$T = 297K$
خروجی مینی کانال‌ها	$P = P_{out} = 0$ Pa
شار گرمکن	$q'' = -k_S \nabla T_S = 190985.9\ W/m^2$
دیواره جلویی و پشتی چاه گرمایی و دیواره بالای مینی کانال‌ها	$-k_S \nabla T_S = 0$ (عایق گرما)
دیواره های جانبی چاه گرمایی	پریودیک
سطح مشترک سیال-جامد	$-k_S \nabla T_S = -k_f \nabla T_f \quad T_S = T_f$ (پیوستگی دما و شار حرارتی)

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

۲-۳- پارامترهای مورد بررسی

برای اندازه‌گیری دما، فشار و سرعت جریان در خروجی از میانگین وزنی جرمی وبرای تعیین دمای دیواره‌ها، از میانگین وزنی سطحی استفاده شد. بدین ترتیب، مقادیر میانگین پارامترهای جریان و دمای مؤثر دیواره‌ها محاسبه شده اند. در ادامه نحوه محاسبه قطر هیدرویکی و عدد رینولدز و ضریب اصطکاک فانینگ برای مینی کانال ارائه شده است:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_{in} u_{in} D_h}{\mu_{in}} \quad (۵)$$

$$D_h = \frac{2(W H)}{(W + H)} \quad (۶)$$

$$f = \frac{\Delta P D_h}{2L \rho_f u_{in}^2} \quad (۷)$$

لازم به‌ذکر است در معادلات فوق ΔP، ρ_f، و L به‌ترتیب افت فشار، چگالی متوسط سیال و طول مینی کانال می‌باشد. روابط ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی و عدد ناسلت در زیر نشان داده شده است:

$$h = \frac{q}{A_C\left[T_W - \left(\frac{T_{in} - T_{out}}{2}\right)\right]} \quad (۸)$$

$$Nu = \frac{h\ D_h}{k_f} \quad (۹)$$

k_f، q، T_w، A_c به‌ترتیب رسانایش گرمایی متوسط سیال، گرمای جذب شده توسط سیال، دمای سطح انتقال گرمایی جابه‌جایی و سطح انتقال گرما می‌باشد. ضریب کارایی حرارتی و عدد انتروپی نیز به‌صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۹و۳۰]:

$$TPF = \frac{\frac{Nu}{Nu_0}}{\sqrt[3]{\frac{f}{f_0}}} \quad (۱۰)$$

$$S_{gen} = S_{gen,T} + S_{gen,P} = \frac{q(T_W - T_f)}{T_W T_f} + \frac{Q}{T_f}\ \Delta P \quad (۱۱)$$

$$EGN = \frac{S_{gen}}{S_{gen,0}} \quad (۱۲)$$

که در دو رابطه بالا اندیس 0 مربوط به چاه گرمایی با مینی کانال مستقیم می‌باشد.

۲-۴- حل عددی، شبکه‌بندی و اعتبارسنجی

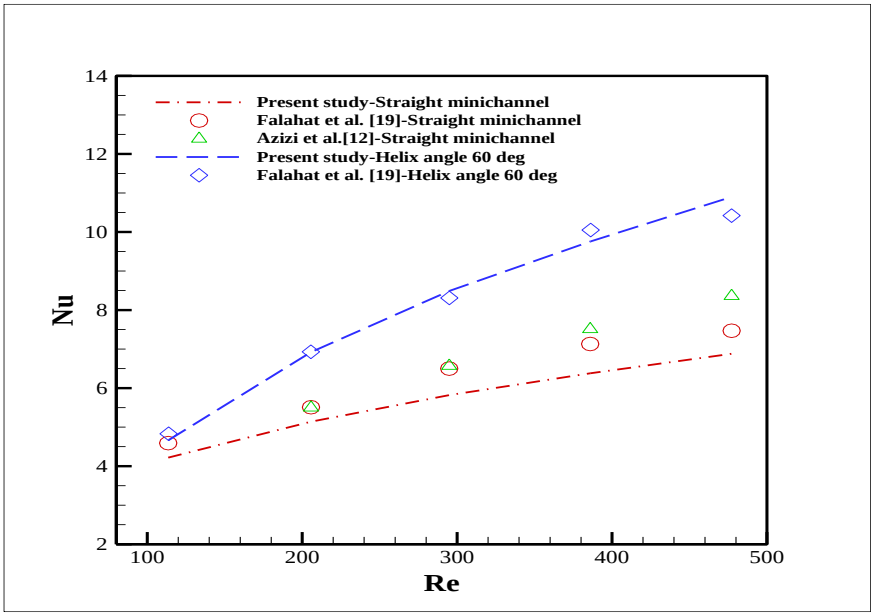
در این پژوهش، معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی با روش حجم محدود در نرم‌افزار فلوئنت حل شدند. حل‌گر فشار از نوع تفکیک‌شده بر مبنای فشار دو دقته انتخاب شد و الگوریتم سیمپل برای کوپلینگ سرعت و فشار به‌کار گرفته شده است. برای گسسته‌سازی معادلات پیوستگی و مومنتوم از روش بالادست مرتبه دوم استفاده شده است. هم‌چنین معیار همگرایی برای معادلات پیوستگی و ممنتوم کم‌تر از 10^{-6} برای معادله انرژی کم‌تر از 10^{-9} درنظر گرفته شد. استقلال از شبکه برای تمامی مدل ها جهت به‌دست آوردن نتایج با دقت بالاتر انجام شده است. به‌طوری‌که برای هر مدل، چهار شبکه با سازمان تولید گردیده است. به‌طور مثال نتایج برای چاه گرمایی استوآن‌های با عدد رینولدز ۴۵۰، $\theta_1 = ۵۰^{o}$، $\theta_2 = ۸۰^{o}$، $\theta_3 = ۶۰^{o}$، $\theta_4 = ۷۰^{o}$ در جدول (۳) نشان داده شده است. با توجه به جدول مذکور مشاهده می‌شود از تعداد شبکه ۱۷۳۰۰۹ به بعد، درصد خطای

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

نسبی برای Nu و f، تغییر زیادی نداشته و به‌همین علت، سومین شبکه جهت محاسبات انتخاب شده است. جهت اعتبارسنجی شبیه‌سازی کار حاضر، نتایج به‌دست آمده برای چاه گرمایی استوآن‌های با مینی کانال‌های مستقیم با نتایج عزیزی و همکاران [۱۲] فلاحت و همکاران [۱۹] و هم‌چنین مینی کانال‌های مارپیچ با زاویه مارپیچ ۶۰ درجه با نتایج تجربی فلاحت و همکاران [۱۹] مقایسه گردیده است. شکل (۲)، مقایسه عدد ناسلت با کارهای تجربی فوق را نشان می دهد. لازم به‌ذکر است که عدد رینولدز در این نمودار براساس خواص ترموفیزیکی سیال در دمای میانگین در طول مینی کانال‌ها محاسبه شده است. با توجه به نمودار، مشاهده می‌گردد که تطابق خوبی بین نتایج عددی و تجربی برقرار می‌باشد و ماکزیمم خطای نسبی با نتایج عزیزی و همکاران [۱۲] و فلاحت و همکاران [۱۹] کم‌تر از ۱۰/۷٪ می‌باشد.

جدول ۳: نتایج استقلال از شبکه

تعداد شبکه	Nu	$\frac{\lvert Nu_{base}-Nu\rvert}{Nu_{base}}*100$	f	$\frac{\lvert f_{base}-f\rvert}{f_{base}}*100$
570962	13.444	0.62	0.0607	1.37
1146306	13.441	0.6	0.0613	0.35
1730092	13.382	0.16	0.0614	0.15
2353392	13.360	base	0.0615	base



شکل ۲: مقایسه نتایج کار عددی حاضر با نتایج تجربی عزیزی و همکاران [۱۲] و فلاحت و همکاران [۱۹]

۲-۵- الگوریتم تاگوچی

به‌منظور تعیین پارامترهای مؤثر خروجی در چاه گرمایی استوآن‌های با آرایش جدید مینی کانال‌ها، از الگوریتم تاگوچی استفاده شد. این روش با بهره‌گیری از آرایه‌های متعامد، امکان بررسی هم‌زمان چند متغیر را با حداقل تعداد شبیه‌سازی فراهم می‌کند. در مقایسه با طراحی فاکتوریل کامل، تعداد حالات بررسی(۱۰۲۴ حالت) به ۱۶حالت کاهش یافت که منجر به کاهش حدود ۹۸٪ در تعداد شبیه‌سازی‌ها شد، در حالی‌که دقت نتایج نیز حفظ گردید[۲۹]. فاکتورهای طراحی و سطح آن‌ها در جدول(۴) نشان داده شده است. آرایه متعامد برای این مطالعه در جدول (۵) نشان داده شده است. هم‌چنین برای ارزیابی پاسخ‌ها از شاخص نسبت سیگنال به نویز (S/N) استفاده شد؛ به‌طوری‌که حالت «بزرگ‌ترین-بهترین» برای عدد ناسلت و ضریب کارایی حرارتی کل و حالت «کوچک‌ترین-بهترین» برای افت فشار و عدد تولید انتروپی در نظر گرفته شد[۲۶].

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

بزرگ‌ترین-بهترین:

$$SNR_L = -10 \times \log 10\left[\left(\frac{1}{n}\right)\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{y_i^2}\right] \quad (۱۳)$$

کوچک‌ترین-بهترین:

$$SNR_S = -10 \times log\,10\left[\left(\frac{1}{n}\right)\sum_{i=1}^{n} y_i^2\right] \quad (۱۴)$$

در این روابط، y_i مقدار پاسخ خروجی از شبیه‌سازی عددی و n تعداد تکرارهای آزمایش است.

جدول ۴: فاکتورهای طراحی و سطح آن‌ها

فاکتورهای طراحی	سطح			
	1	2	3	4
A=Re	150	250	350	450
B=θ_1(deg)	50	60	70	80
C=θ_2(deg)	50	60	70	80
D=θ_3(deg)	50	60	70	80
E=θ_4(deg)	50	60	70	80

جدول۵: آرایه متعامد L_{16} برای مطالعه انجام شده

آزمایش	فاکتورها				
	Re	**θ_1(deg)**	**θ_2(deg)**	**θ_3(deg)**	**θ_4(deg)**
1	150	50	50	50	50
2	150	60	60	60	60
3	150	70	70	70	70
4	150	80	80	80	80
5	250	50	60	70	80
6	250	60	50	80	70
7	250	70	80	50	60
8	250	80	70	60	50
9	350	50	70	80	60
10	350	60	80	70	50
11	350	70	50	60	80
12	350	80	60	50	70
13	450	50	80	60	70
14	450	60	70	50	80
15	450	70	60	80	50
16	450	80	50	70	60

۲-۶- آنالیز واریانس

جهت بررسی تأثیر هر فاکتور طراحی بر نتایج خروجی و تعیین میزان سهم هر پارامتر در تغییر پاسخ‌ها، از روش آماری آنالیز واریانس (ANOVA) استفاده شده است[۳۰]. این روش، ابزاری قدرتمند برای ارزیابی میزان اثرگذاری عوامل مختلف است و با محاسبه‌ی واریانس، سهم هر پارامتر را در تغییر متغیرهای وابسته مشخص می‌کند. دراین روش، مفاهیم آماری نظیر مجموع مربعات، درجه آزادی، میانگین مربعات و درصد مشارکت برای هر فاکتور محاسبه می‌شوند. فرمول‌های پایه مورد استفاده در این مطالعه به‌صورت زیر هستند[۳۱]:

$$SS_K = N_K \sum (\bar{y}_{kj} - \bar{y}_{ij})^2 \quad (۱۵)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

$$SS_T = \sum(y_{ij} - \bar{y}_{ij})^2 \quad (۱۶)$$

$$V_k = \frac{SS_K}{DF_K} \quad (۱۷)$$

$$CR_k = \frac{SS_K}{SS_T} \quad (۱۸)$$

که SS_T، SS_K ، V_k، CR_k و N_K به‌ترتیب مجموع مجذورات فاکتور K، مجموع مجذورات کل تغییرات، واریانس فاکتور K، درصد مشارکت هر فاکتور و تکرار فاکتور K در هر سطح است. با توجه به ساختار آرایه متعامد L16، مجموع درجات آزادی در این مطالعه برابر با ۱۵ است. از آن‌جاکه پنج فاکتور مورد بررسی هر کدام دارای چهار سطح هستند، هر فاکتور دارای سه درجه آزادی بوده و در مجموع تمامی ۱۵ درجه آزادی توسط فاکتورها مصرف می‌شود. بنابراین، درجه آزادی مستقلی برای خطا باقی نمی‌ماند. ازاین‌رو، در تحلیل حاضر ANOVA با هدف تعیین سهم نسبی هر فاکتور از تغییرات کل پاسخ و محاسبه درصد مشارکت عوامل انجام شده است. درصد مشارکت هر فاکتور بر اساس نسبت مجموع مربعات آن فاکتور به مجموع مربعات کل محاسبه می‌شود. به‌دلیل صفربودن درجه آزادی خطا، امکان برآورد مستقل و قابل اتکای واریانس خطا وجود نداشته و بنابراین آزمون‌های معنی‌داری آماری مبتنی بر F-value و p-value در این مطالعه انجام نشده است. در نتیجه، نتایج ANOVA صرفاً برای مقایسه میزان تأثیر نسبی فاکتورها و شناسایی عوامل غالب بر پاسخ مورداستفاده قرار گرفته‌اند و نباید به‌عنوان آزمون معنی‌داری آماری مستقل تفسیر شوند.

۳- نتایج و بحث

۳-۱- نسبت سیگنال به نویز

در این بخش، کارایی گرمایی-هیدرولیکی و نرخ تولید انتروپی برای چاه گرمایی استوآن‌های با مینی کانال هیبریدی برای شانزده مدل طراحی شده و بر اساس الگوریتم تاگوچی نشان داده شده است. نتایج کارایی گرمایی-هیدرولیکی و نرخ تولید انتروپی و نسبت سیگنال به نویز در جدول (۶) نشان داده شده است. در این پژوهش، هدف، مقادیر بالاتر عدد ناسلت و ضریب کارایی گرمایی کل و مقادیر کم‌تر ضریب اصطکاک، نرخ تولید انتروپی و عدد تولید انتروپی است. تجزیه و تحلیل آماری نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های عددی با استفاده از افزار Mini Tab.22 انجام شده است.

جدول۶: نتایج عددی نسبت سیگنال به نویز برای ۱۶ مدل

آزمایش	Nu	SNR_{Nu}	f	SNR_f	TPF	SNR_{TPF}	S_{gen}	SNR_{sgen}	EGN	SNR_{EGN}
1	7.969	18.028	0.150	16.467	1.208	1.646	0.031	30.069	0.499	6.023
2	6.877	16.748	0.111	19.021	1.150	1.218	0.039	27.964	0.637	3.917
3	6.019	15.590	0.091	20.779	1.077	0.646	0.043	28.208	0.698	4.161
4	5.495	14.799	0.080	21.854	1.024	0.213	0.039	28.528	0.626	4.482
5	9.259	19.331	0.082	21.678	1.291	2.224	0.033	29.513	0.536	5.416
6	9.533	19.584	0.085	21.401	1.316	2.386	0.031	29.996	0.507	5.899
7	8.785	18.875	0.082	21.660	1.225	1.763	0.034	29.274	0.550	5.177
8	8.347	18.430	0.081	21.778	1.169	1.357	0.033	28.885	0.536	4.788
9	11.061	20.876	0.070	23.043	1.346	2.581	0.031	30.900	0.503	6.769
10	10.634	20.534	0.070	23.061	1.295	2.245	0.029	30.729	0.467	6.598
11	10.741	20.621	0.066	23.594	1.335	2.510	0.028	30.829	0.462	6.698
12	10.429	20.365	0.065	23.640	1.298	2.269	0.029	30.726	0.468	6.594
13	13.391	22.536	0.061	24.233	1.480	3.408	0.025	32.038	0.404	7.872
14	12.883	22.200	0.059	24.543	1.441	3.175	0.023	32.421	0.386	8.255
15	12.235	21.752	0.061	24.261	1.354	2.633	0.025	31.766	0.416	7.601
16	12.213	21.737	0.058	24.594	1.369	2.729	0.026	31.373	0.436	7.207

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

نسبت سیگنال به نویز برای پارامترهای خروجی و با استفاده از روابط (۱۲) و(۱۳) محاسبه و درجدول‌های (۷) تا (۹) نشان داده شده است. مقادیر نسبت سیگنال به نویز مربوط به فاکتورهای طراحی در سطوح مختلف، برای عدد ناسلت،در جدول (۷) نشان داده شده است. نتایج نشان می دهد تأثیر فاکتورهای عدد رینولدز، زاویه مارپیچ θ_1 و زاویه مارپیچ θ_2 بر عدد ناسلت قابل توجه می‌باشد که مقادیر تأثیر فاکتورهای مذکور طبق جدول (۷) برای عدد رینولدز، زاویه مارپیچ θ_1 و زاویه مارپیچ θ_2 به‌ترتیب برابر با ۵/۷۶، ۱/۳۶، ۰/۸۱ و سهم فاکتورهای دیگر کم‌تر می‌باشد. دلیل آن این است که با افزایش عدد رینولدز، ضخامت لایه مرزی کاهش و اختلاط جریان افزایش می یابد که باعث افزایش انتقال گرما در مینی کانال می‌گردد. هم‌چنین با کاهش زاویه مارپیچ مینی کانال، طول مینی کانال (سطح انتقال گرما) افزایش می یابد و شدت ایجاد جریان ثانویه بیش‌تر شده که نتیجه ان توزیع دمای یکنواخت‌تر نسبت به مینی کانال مستقیم می‌باشد. این یافته با نتایج فلاحت و همکاران[۱۴] و خلیفه و جفال [۱۸] مطابقت دارد. با توجه به جدول(۷)، مدل بهینه برای عدد ناسلت $A_4B_1C_1D_1E_1$ می‌باشد.

جدول۷: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای عدد ناسلت

Level	Re	θ_1(deg)	θ_2(deg)	θ_3(deg)	θ_4(deg)
1	16.2	20.19	19.99	19.87	19.69
2	19.0	19.77	19.55	19.58	19.56
3	20.6	19.21	19.27	19.30	19.52
4	22.0	18.83	19.19	19.25	19.24
Delta	5.76	1.36	0.81	0.61	0.45

نسبت سیگنال به نویز مربوط به پنج فاکتور طراحی در سطوح مختلف برای ضریب اصطکاک فانینگ در جدول (۸) ارائه شده است. شایان ذکر است که افزایش مقدار نسبت سیگنال به نویز برای ضریب اصطکاک، بیان‌گر کاهش مقدار این پارامتر می‌باشد. نتایج نشان داد که مقادیر اثر عدد رینولدز، و زوایای مارپیچ θ_1، θ_4، θ_2 و θ_3 به‌ترتیب برابر با ۴/۸۸، ۱/۶۱، ۱/۵۳، ۱/۱۹ و ۱/۰۶ می‌باشد. با توجه به این جدول، بدیهی ایست که ضریب اصطکاک فانینگ با افزایش عدد رینولدز و افزایش زاویه مارپیچ مینی کانال‌ها، کاهش می یابد. لازم به‌ذکر می‌باشد که افزایش زوایای مارپیچ منجر به کاهش طول مینی کانال‌ها و کاهش جریان ثانویه (کاهش افت فشار) می‌گردد. این یافته با نتایج فلاحت و همکاران [۱۹] مطابقت دارد. هم‌چنین می توان مشاهده نمود که کم‌ترین ضریب اصطکاک در سطح چهارم فاکتورهای طراحی اتفاق می افتد.

جدول۸: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای ضریب اصطکاک فانینگ

Level	Re	θ_1(deg)	θ_2(deg)	θ_3(deg)	θ_4(deg)
1	19.53	21.36	21.51	21.58	21.39
2	21.63	22.01	22.15	22.16	22.08
3	23.33	22.57	22.54	22.53	22.51
4	24.41	22.97	22.70	22.64	22.92
Delta	4.88	1.61	1.19	1.06	1.53

جدول (۹)، میانگین نسبت سیگنال به نویز نرخ تولید انتروپی را برای شانزده مدل طراحی نشان می‌دهد. نتایج بیان می‌کند که نرخ تولید انتروپی در بازه ۰/۰۲۳ تا ۰/۰۴۳ وات برکلوین (طبق جدول ۶) تغییر می‌کند. رفتار نرخ تولید انتروپی گرمایی ($S_{gen,T}$) برخلاف نرخ تولید انتروپی اصطکاکی($S_{gen,P}$) می‌باشد. هم‌چنین نرخ تولید انتروپی گرمایی بسیار غالب‌تر از نرخ تولید انتروپی اصطکاکی می‌باشد[۷]. باتوجه به جدول مشاهده می‌شود که نرخ تولید انتروپی با افزایش عدد رینولدز و کاهش زاویه مارپیچ، کاهش می یابد. این کاهش به این دلیل می‌باشدکه نرخ تولید انتروپی گرمایی با افزایش سطح انتقال گرما، افزایش جریان ثانویه و کاهش دمای میانگین دیواره، کاهش می یابد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

با توجه به جدول (۹)، کم‌ترین نرخ تولید انتروپی در بیش‌ترین عدد رینولدز و کم‌ترین مقادیر زوایای مارپیچ اتفاق می‌افتد و بیش‌ترین تأثیر زوایای مارپیچ بر نرخ تولید انتروپی مربوط به زاویه مارپیچ θ_3 می‌باشد. مدل بهینه برای نرخ تولید انتروپی $A_4B_1C_1D_1E_1$ می‌باشد.

جدول۹: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای نرخ تولیدانتروپی

Level	Re	$\theta_1(deg)$	$\theta_2(deg)$	$\theta_3(deg)$	$\theta_4(deg)$
1	28.32	30.43	30.57	30.62	30.52
2	29.57	30.28	29.99	30.09	29.68
3	30.60	29.76	29.80	29.69	29.98
4	31.90	29.93	30.04	29.99	30.22
Delta	3.58	0.67	0.77	0.93	0.84

نسبت سیگنال به نویز فاکتورهای طراحی در سطوح مختلف برای ضریب کارایی گرمایی کل در جدول (۱۰) ارائه شده است. بزرگ‌تر بودن مقدارکارایی گرمایی کل از یک، نشان می‌دهد که بهبود انتقال حرارت بر افزایش افت فشار غلبه دارد. مطابق جدول(۶)، مقدار این شاخص در تمامی حالات بیش از یک بوده و عملکرد مناسب مدل‌ها را تأیید می‌کند. براساس جدول (۱۰)، عدد رینولدز و سپس زاویه θ_1 بیش‌ترین تأثیر را بر ضریب کارایی گرمایی کل داشته و سهم آن‌ها به‌ترتیب ۲/۰۵ و ۰/۸۲ می‌باشد. و سهم سایر زوایا بسیار ناچیز می‌باشد.

با توجه به جدول (۱۰)، مدل بهینه $A_4B_1C_1D_1E_3$ برای شاخص کارایی گرمایی کل به‌دست آمد. عدد رینولدز و زاویه θ_1 بیش‌ترین تأثیر را بر عملکرد این شاخص دارند. جدول (۱۱)، نسبت سیگنال به نویز فاکتورهای طراحی برای عدد تولید انتروپی را نشان می دهد. فاکتورهای کلیدی در این جدول، عدد رینولدز می‌باشد که بیش‌ترین تأثیر را بر عدد تولید انتروپی دارد. کم‌ترین مقدار عدد تولید انتروپی مربوط به مدل $A_4B_1C_1D_1E_1$ می‌باشد.

جدول۱۰: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای ضریب کارایی گرمایی

Level	Re	$\theta_1(deg)$	$\theta_2(deg)$	$\theta_3(deg)$	$\theta_4(deg)$
1	0.93	2.4652	2.3179	2.2138	1.9707
2	1.93	2.2564	2.0864	2.1235	2.0728
3	2.40	1.8883	1.9404	1.9615	2.1777
4	2.98	1.6425	1.9076	1.9535	2.0311
Delta	2.05	0.8227	0.4103	0.2602	0.2069

جدول۱۱: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای عدد تولید انتروپی

Level	Re	$\theta_1(deg)$	$\theta_2(deg)$	$\theta_3(deg)$	$\theta_4(deg)$
1	4.277	6.320	6.457	6.513	6.409
2	5.477	6.168	5.882	5.975	5.567
3	6.464	5.647	5.687	5.584	5.870
4	7.734	5.818	5.926	5.881	6.107
Delta	3.456	0.673	0.770	0.929	0.842

لازم به ذکر است مطابق شکل (۳)، مدل‌های بهینه برای ضریب کارایی حرارتی کل و عدد تولید انتروپی در مقایسه با چاه گرمایی استوآن‌های با مینی کانال‌های مستقیم (مدل پایه)، به‌ترتیب، ٪۵۳/۹۹ و ٪۶۹/۰۶ بهبود داشته‌اند.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

شکل۳: مقایسه بهبود مدل های بهینه نسبت به مدل پایه

۳-۲- آنالیز واریانس

نتایج آنالیز واریانس برای ضریب کارایی گرمایی کل و عدد تولید انتروپی به‌ترتیب در جدول‌های ۱۲ و۱۳ نشان داده شده است. نتایج نشان می دهد که نسبت سهم عدد رینولدز در ضریب کارایی گرمایی کل،و عدد تولید انتروپی به‌ترتیب.٪۸۰/۳۳ و ٪۷۸/۸۸ می‌باشد. هم‌چنین حدود ٪۱۴ از نسبت سهم کل ضریب کارایی گرمایی کل مربوط به زاویه مارپیچ θ_1 می‌باشد درحالی‌که بعد از عدد رینولدز، بیش‌ترین سهم کل برای عدد تولید انتروپی برابر حدود ٪۶/۱ است که مربوط به زاویه مارپیچ θ_3 می‌باشد.

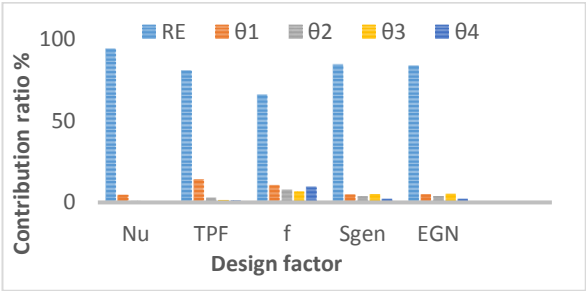
جدول۱۲: آنالیز واریانس برای ضریب کارایی گرمایی کل

Design Factor	DF	Sum of Squares (SS)	Variace (V)	Contribution
Re	3	0.1862	0.062075	80.33%
θ_1(deg)	3	0.0326	0.010889	14.09%
θ_2(deg)	3	0.0066	0.002211	2.86%
θ_3(deg)	3	0.0036	0.001210	1.57%
θ_4(deg)	3	0.0026	0.000887	1.15%
Error	0	-	-	-
Total	15	0.2318		100.00%

جدول۱۳: آنالیز واریانس برای عدد تولید انتروپی

Design Factor	DF	Sum of Squares (SS)	Variace (V)	Contribution
Re	3	0.090720	0.030240	78.88%
θ_1(deg)	3	0.004926	0.001642	4.28%
θ_2(deg)	3	0.006389	0.002130	5.56%
θ_3(deg)	3	0.006990	0.002330	6.08%
θ_4(deg)	3	0.005981	0.001994	5.20%
Error	0	-	-	-
Total	15	0.11501		100.00%

جهت درک بهتر تأثیر هر فاکتور بر پارامترهای خروجی، نتایج در شکل (۴) نشان داده شده است.

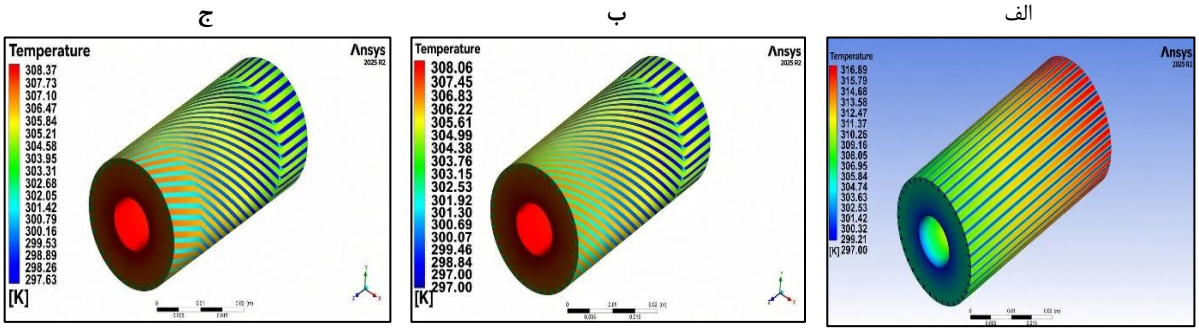


شکل۴: سهم هر فاکتور بر پارمترهای خروجی

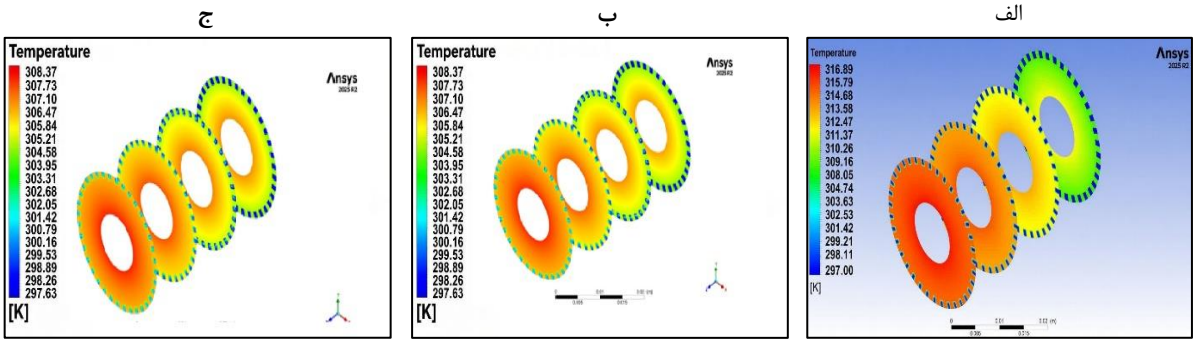
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

۴-۲- تحلیل کیفی نتایج

جهت تحلیل کیفی نتایج، کانتورهای دما و کانتورهای مقطعی متناظر آن‌ها در راستای محور Z در مکان‌های ۰، ۱۲/۵، ۲۵ و ۳۷ میلی‌متر برای مدل پایه و ترکیب‌های بهینه در شکل‌های (۵) و (۶) نشان داده شده‌اند. در مدل پایه، به‌دلیل مستقیم بودن مسیر جریان، میدان سرعت عمدتاً در راستای محور کانال قرار داشته و اختلاط عرضی قابل‌توجهی مشاهده نمی‌شود. در نتیجه، با حرکت سیال در طول کانال، لایه مرزی حرارتی در مجاورت سطوح گرم توسعه یافته و توزیع دما در مقطع نسبتاً غیر یکنواخت باقی می‌ماند. این موضوع باعث محدودشدن اختلاط سیال و انتقال حرارت در مقایسه با حالتی می‌شود که جریان دارای مؤلفه‌های عرضی باشد.



شکل۵: کانتورهای دما برای: الف) مدل پایه ب)مدل بهینهTPF ج) مدل بهینهENG



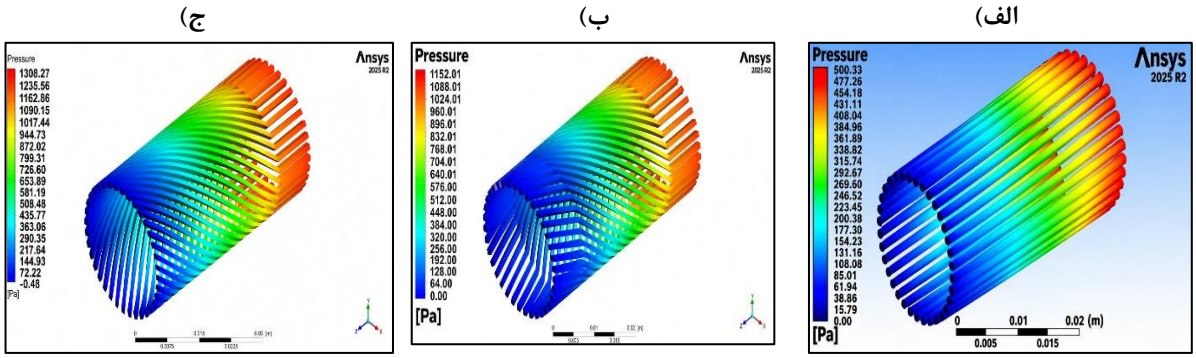
شکل۶: کانتورهای دما در راستای محور Z، در مکان‌های ۰، ۱۲/۵، ۲۵ و ۳۷ میلی‌متر برای: الف) مدل پایه – ب)مدل بهینهTPF– ج) مدل بهینهENG

در ترکیب‌های بهینه مربوط به‌کارایی گرمایی کل و عدد تولید انتروپی، تغییر هندسه و وجود بخش‌های مارپیچ موجب ایجاد مؤلفه‌های سرعت عرضی و شکل‌گیری جریان‌های ثانویه در مقطع کانال می‌شود. این جریان‌های ثانویه باعث جابه‌جایی سیال در جهت‌های عرضی و افزایش اختلاط بین نواحی نزدیک دیواره و نواحی مرکزی جریان می‌شوند. در نتیجه، سیال گرم‌شده مجاور سطوح گرم با سیال خنک‌تر بخش مرکزی جایگزین شده و مقاومت ناشی از توسعه لایه مرزی حرارتی کاهش می‌یابد. بنابراین، شدت گرادیان دما در نزدیکی سطوح افزایش یافته و انتقال حرارت جابه‌جایی تقویت می‌شود. مقایسه کانتورهای دما در موقعیت‌های مختلف محور Z نیز نشان می‌دهد که اثر تغییر هندسه در طول مسیر جریان به‌صورت یکنواخت باقی نمی‌ماند و در نواحی مربوط به تغییر جهت جریان و بخش‌های مارپیچ، تغییرات بیش‌تری در الگوی دما مشاهده می‌شود. هم‌چنین، توزیع دما در مقاطع مدل‌های بهینه نسبت به مدل پایه از حالت متقارن و یکنواخت اولیه فاصله بیش‌تری دارد که ناشی از افزایش اختلاط و حرکت عرضی سیال است.

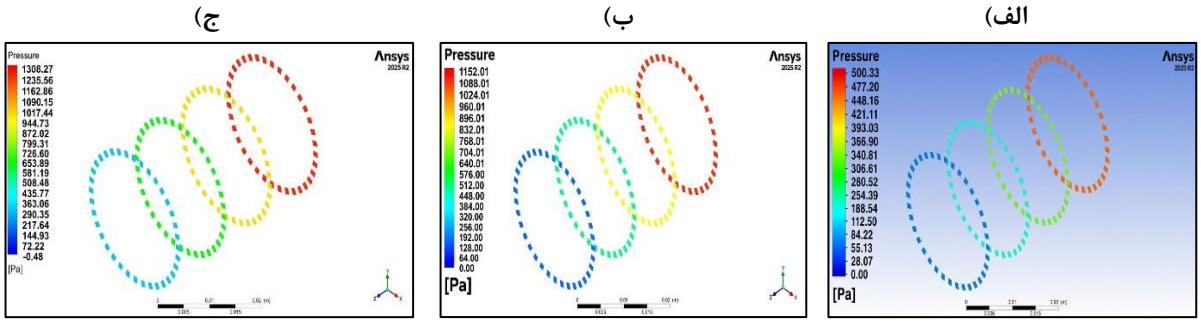
این تغییرات، همراه با افزایش گرادیان دما در نزدیکی سطوح گرم، با افزایش عدد ناسلت و بهبود عملکرد حرارتی به‌دست‌آمده از تحلیل کمی سازگاری دارد. حداکثر دمای چاه های گرمایی استوآن‌های با مینی کانال‌هایی با پیکربندی جدید و مینی کانال‌های مستقیم به‌ترتیب ۳۰۸/۶ کلوین و ۳۱۶/۹ کلوین است. عدم یکنواختی دمای دیواره مینی‌کانال‌ها (اختلاف بین حداکثر دمای دیواره و دمای سیال ورودی) از ۱۹/۹درجه سانتی‌گراد برای مینی‌کانال‌های مستقیم به ۱۱/۴ درجه سانتی‌گراد برای مینی‌کانال‌ها

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

با پیکربندی جدید کاهش می‌یابد. بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که اصلاح هندسه مینی‌کانال‌ها با ایجاد جریان ثانویه، شرایط مناسب‌تری برای انتقال حرارت نسبت به کانال‌های مستقیم فراهم می‌کند. از سوی دیگر، کانتورهای فشار و کانتورهای مقطعی متناظر آن‌ها در چهار موقعیت مذکور برای مدل پایه و ترکیب‌های بهینه در شکل‌های (۷) و (۸) ارائه شده‌اند. در مدل پایه، به‌دلیل ساختار هندسی ساده‌تر و مستقیم بودن مسیر جریان، تغییرات سرعت و جهت جریان محدود بوده و در نتیجه توزیع فشار یکنواخت‌تر و افت فشار کم‌تری در طول کانال مشاهده می‌شود.



شکل۷: کانتورهای فشار برای: الف) مدل پایه ب)مدل بهینهTPF ج) مدل بهینهENG



شکل۸: کانتورهای فشار در راستای محور Z، در مکآن‌های ۰، ۱۲/۵، ۲۵ و ۳۷ میلیمتر برای: الف) مدل پایه ب)مدل بهینهTPF ج) مدل بهینهENG

در مقابل، در ترکیب‌های بهینه، عبور جریان از بخش‌های مارپیچ و تغییر مداوم جهت حرکت موجب تغییرات موضعی سرعت، افزایش تنش‌های برشی و شکل‌گیری گرادیان‌های فشار بیش‌تر می‌شود. این اثر در نواحی خمیده و مجاور دیواره کانال محسوس‌تر است؛ زیرا در این نواحی علاوه بر افت فشار ناشی از اصطکاک، اثر تغییر مسیر جریان و جریان‌های ثانویه نیز بر ساختار جریان و توزیع فشار تأثیر می‌گذارد. بنابراین، بهبود انتقال حرارت ناشی از هندسه مارپیچ با افزایش هزینه هیدرولیکی همراه است. این رفتار با نتایج عددی ضریب اصطکاک نیز مطابقت دارد و نشان‌دهنده وجود یک مصالحه میان افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار در طراحی مینی‌کانال‌های هیبریدی است.

در مجموع، مقایسه کیفی کانتورهای دما و فشار نشان می‌دهد که تغییر هندسه مینی‌کانال‌ها از حالت مستقیم به پیکربندی هیبریدی مارپیچ، با ایجاد اختلاط بیش‌تر و جریان‌های ثانویه، انتقال حرارت را تقویت کرده و در عین‌حال افت فشار را افزایش می‌دهد. بنابراین، انتخاب هندسه بهینه باید به‌گونه‌ای انجام شود که افزایش انتقال حرارت در برابر هزینه هیدرولیکی و تولید انتروپی حاصل از جریان، توجیه‌پذیر باشد. نتایج حاصل از کانتورها در مجموع، بهبود عملکرد حرارتی چاه گرمایی استوآن‌های با مینی‌کانال‌های هیبریدی را نسبت به چاه گرمایی با مینی‌کانال‌های مستقیم تأیید می‌کند.

۴- تاییدیه آزمایش ها

پس از تعیین شرایط بهینه برای ضریب کارایی گرمایی کل و عدد تولید انتروپی، آزمایش های تاییدیه در سطوح بهینه فاکتورها برای مدل های بهینه TPF و EGN انجام شد. نتایج نشان داد که درصد خطای مقادیر پیش‌بینی شده توسط الگوریتم تاگوچی نسبت به مقادیر عددی کم‌تر از ۵٪ می‌باشد و تطابق خوبی بین مقادیر پیش‌بینی شده و نتایج شبیه‌سازی عددی وجود دارد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

TPF from Taguchi: 1.54103
TPF from CFD: 1.539984

$$\text{Error} = \frac{1.54103-1.539984}{1.539984}\times 100 = 0.068\%$$

EGN from Taguchi:0.2951110
EGN from CFD: 0.309375

$$\text{Error} = \frac{0.309375-0.2951110}{0.0.309375}\times 100 = 4.6\%$$

۵- نتیجه گیری

در این مطالعه، عملکرد حرارتی و ترمودینامیکی چاه گرمایی استوآن‌های با مینی‌کانال‌های مارپیچی، با استفاده از روش تاگوچی و تحلیل آماری واریانس بررسی شد. پنج فاکتور طراحی شامل عدد رینولدز و چهار زاویه مارپیچ در چهار سطح انتخاب شدند و اثر آن‌ها بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک، نرخ تولید انتروپی، و شاخص‌های کارایی گرمایی TPF و EGN تحلیل گردید. نتایج اصلی این پژوهش به‌صورت زیر خلاصه می‌شود :

- عدد رینولدز مهم‌ترین عامل در تغییرات شاخص‌های کارایی گرمایی کل و عدد تولید انتروپی بوده است و عامل مهم بعدی زاویه مارپیچ θ_1 می‌باشد.
- سهم عدد رینولدز در شاخص ضریب کارایی گرمایی کل و شاخص عدد تولید انتروپی به‌ترتیب برابر ٪۸۰/۳ و ٪۷۸/۸۸ می‌باشد.
- با توجه به نتایج این تحقیق،مدل بهینه برای ضریب کارایی گرمایی کل $A_4\ B_1\ C_1\ D_1\ E_3$ و برای عدد تولید انتروپی $A_4\ B_1\ C_1\ D_1\ E_1$ به‌دست می‌آید.

نتایج این پژوهش با توجه به بهبود انتقال گرما برای این پیکربندی جدید مینی کانال‌ها، می تواند برای خنک‌کاری منابع گرمایی استوآن‌های با توان بالا، کاربردی و موثر باشد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

فهرست علائم

فهرست علائم انگلیسی		دما (K)	T
سطح انتقال گرما ($\mathbf{m^2}$)	$\mathbf{A_C}$	سرعت (m/s)	u
فاکتور هر مشارکت درصد	$\mathbf{CR_k}$	فاکتور واریانس x	$\mathbf{V_k}$
ثابت فشار در گرمای ویژه(J/kg K)	$\mathbf{C_P}$	عرض مینی کانال (m)	w
قطر هیدرولیکی (m)	$\mathbf{D_h}$	میانگین هر فاکتور در سطح x	$\mathbf{\bar{x}_{xj}}$
فانینگ اصطکاک ضریب	f	میانگین نسبت سیگنال به نویز هر فاکتور	$\mathbf{\bar{x}_{ij}}$
قطر هیدرولیکی (m)	**H**	میانگین نسبت سیگنال به نویز هر آزمایش	$\mathbf{x_{ij}}$
ثابت فشار در گرمای ویژه (J/kg K)	h	فشار(Pa)	P
ضریب کارایی گرمایی کل	TPF	اختلاف فشار (Pa)	ΔP
عدد تولید انتروپی	EGN	شار حرارتی	**q"**
ضریب هدایت گرمایی(W/m K)	$\boldsymbol{K}$	مقدار کارایی هر فاکتور	$\mathbf{y_j}$
عدد ناسلت	Nu	قطر گرمکن(mm)	d
گرمای جذب شده توسط سیال	q	**فهرست علائم یونانی**	
عدد رینولدز	Re	لزجت دینامیکی($Pa.s$)	μ
طول چاه گرمایی(m)	s	چگالی(kg/m^3)	ρ
تغییرات کل مجذورات مجموع	$\mathbf{SS_K}$	زاویه مارپیچ (deg)	θ

مراجع

[1] Z. Khattak, H. M. Ali, Air cooled heat sink geometries subjected to forced flow: A critical review, International Journal of Heat and Mass Transfer, 130 (2019) 141-161.

[2] S. M. Murshed, C. A. Nieto de Castro, A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 78 (2017) 821-833.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

[3] K. Y. Hsiao, C. Y. Wu, Y. T. Huang, Fluid mixing in a microchannel with longitudinal vortex generators, Chemical Engineering Journal, 235 (2014) 27-36.

[4] M. Khoshvaght-Aliabadi, S. Zangouei, F. Hormozi, Performance of a plate-fin heat exchanger with vortex-generator channels: 3D-CFD simulation and experimental validation, International Journal of Thermal Sciences, 88 (2015) 180-192.

[5] A. Sabaghan, M. Edalatpour, M. Charjouei Moghadam, E. Roohi, H. Niazmand, Nanofluid flow and heat transfer in a microchannel with longitudinal vortex generators: Two-phase numerical simulation, Applied Thermal Engineering, 100 (2016) 179-189.

[6] S. Rabiei, R. Khosravi, M. Bahiraei, M. Raziei, A. Ahmadian Hosseini, Thermal and hydraulic characteristics of a hybrid nanofluid containing graphene sheets decorated with platinum through a new wavy cylindrical microchannel, Applied Thermal Engineering, 181 (2020) 115981.

[7] R. Khosravi, S. Rabiei, M. Bahiraei, A. R. Teymourtash, 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 (2019) 104351.

[8] A.Heidarshenas, Z.Azizi, S.M. Peyghambarzadeh and S. Sayyahi ,Experimental investigation of heat transfer enhancement using ionic liquid–Al_2O_3 hybrid nanofluid in a cylindrical microchannel heat sink. Appl. Therm. Eng, 188: 116879,2021.

[9] H. Zhou, F. Zhou, Q. Zhang, Q. Wang, Z. Song, Thermal management of cylindrical lithium-ion battery based on a liquid cooling method with half-helical duct, Applied Thermal Engineering, 162 (2019) 114257.

[10] A. Goosheneshin, A. Alamdari, P. Setoodeh, Experimental examination of the cooling performance of a cylindrical microchannel heat sink with straight and sinusoidal fins and alumina nanofluid coolant, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 147 (2022) 11039-11050.

[11] M. Khoshvaght-Aliabadi, S. M. Hassani, S. H. Mazloumi, Performance enhancement of straight and wavy miniature heat sinks using pin-fin interruptions and nanofluids, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 122 (2017) 90-108.

[12] Z. Azizi, A. Alamdari, M. R. Malayeri, Convective heat transfer of Cu–water nanofluid in a cylindrical microchannel heat sink, Energy Conversion and Management, 101 (2015) 515-524.

[13] S. A. Abd Al-Mohsen, I. M. Abed, F. H. Ali, A numerical comparison of circular and corrugation heat sink for laminar CuO–water nano-fluid flow and heat transfer enhancement, Applied Nanoscience, 13 (2023) 2739.

[14] A. Falahat, Sensitivity analysis of boehmite alumina nanofluid in a novel cylindrical heat sink with hybrid helical-straight minichannels using the Taguchi method and statistical analysis, International Journal of Thermal Sciences, 185 (2023) 108035.

[۱۵]ع. فلاحت، تحلیل عددی و آماری نانوسیال بوهمیت-آلومینا در یک چاه گرمایی استوآن‌های با مینی‌کانال‌های مارپیچ به روش تاگوچی، مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ۵۲ (۱۴۰۱)، ۲۷۳-۲۸۲.

[16] R. Khosravi, S. Rabiei, M. Khaki, M. R. Safaei, M. Goodarz, Entropy generation of graphene–platinum hybrid nanofluid flow through a wavy cylindrical microchannel solar receiver by using neural networks, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 145 (2021) 1521-1532.

[17] M. A. Khalifah, H. M. Jaffal, Assessment of the hydro-thermal performance for a novel hexagonal mini-channel heat sink for cooling a cylindrical heat source, International Journal of Thermofluids, 24 (2024) 100840.

[18] M. A. Khalifah, H. M. Jaffal, Effects of channel configuration on hydrothermal performance of the cylindrical mini-channel heat sinks, Applied Thermal Engineering, 148 (2019) 1107-1130.

[19] A. R. Falahat, R. Bahoosh, A. R. Noghrehabadi, M. M. Rashidi, Experimental study of heat transfer enhancement in a novel cylindrical heat sink with helical minichannels, Applied Thermal Engineering, 154 (2019) 139-150.

[20] J. Nie, Sh. Liang, J. Liu, Z. Wang, Zh. Feng, F. Guo, J. Zhang, Effects of porous material ribs on the hydrothermal performance and entropy generation in cylindrical helical microchannels heat sinks, International Journal of Heat and Mass Transfer, 152 (2020) 120392.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

[21] Z. Feng, P. Jiang, Numerical analysis of the effects of fins with orifices on hydrothermal and entropy generation characteristics in a cylindrical helical minichannel heat sink, International Journal of Thermal Sciences, 188 (2023) 108655.

[22] Y. Fan, P. S. Lee, Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of a novel cylindrical oblique fin heat sink, International Journal of Thermal Sciences, 68 (2013) 98-109.

[23] Zh. Shi, X. Lan, J. Cao, N. Zhao, Y. Cheng, Numerical study of variable density and height flow guided pin fin in an open microchannel heat sink, International Journal of Heat and Mass Transfer, 225 (2024) 125405.

[24] Y. Li, B. Yang, Z. Wang, Q. Guo, Investigation on the thermal and hydraulic characteristics of micro heat sinks with grooves and pin fins by Taguchi-based sensitivity analysis, Applied Thermal Engineering, 249 (2024) 123454.

[25] A. A. Abdulhaleem, H. Jaffal, Performance optimization of a cylindrical mini-channel heat sink using hybrid straight-wavy channel, International Journal of Thermal Sciences, 138 (2019) 106111.

[26] Y. Li, T. Wang, Z. Wang, J. Yang, W. Cao, X. Ma, Thermohydraulic performance analysis and parameters optimization of the combined heat sinks with microchannels and micro pin-fins, Applied Thermal Engineering, 241 (2024) 122433.

[27] Z. Feng, Z. Hu, Y. Lan, Z. Huang, J. Zhang, Effect of geometric parameters of circular pin-fins on fluid flow and heat transfer in an interrupted microchannel heat sink, International Journal of Thermal Sciences, 165 (2021) 106956.

[28] L. Chai, G. Xia, M. Zhou, J. Li, J. Qi, Optimum thermal design of interrupted microchannel heat sink with rectangular ribs in the transverse microchambers, Applied Thermal Engineering, 51 (2013) 880-889.

[29] M. M. Etghani, S. A. Hosseini Baboli, Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in shell and helical tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 121 (2017) 294-301.

[30] Y. Li, T. Wang, Z. Wang, J. Yang, W. Cao, X. Ma, Thermohydraulic performance analysis and parameters optimization of the combined heat sinks with microchannels and micro pin-fins, Applied Thermal Engineering, 241 (2024) 122433.

[31] K. Krishnaiah, P. Shahabudeen, Applied Design of Experiments and Taguchi Methods, PHI Learning Pvt. Ltd. (2012).

[32] A. Datta, D. Sanyal, Kumar Das, A numerical investigation of heat transfer in microchannel using inclined longitudinal vortex generator, Applied Thermal Engineering, 78 (2015) 1008-1019.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

.

Numerical and statistical study of heat transfer and entropy generation in a cylindrical heat sink with novel minichannels configuration

Mohsen Mohammadinejad [1], Alireza Falahat [2,*]

[1] Department of Mechanical Engineering, Mah.C, Islamic Azad University, Mahshahr, Iran
[2] Assist. Prof., Department of Mechanical Engineering, Mah.C., Islamic Azad University, Mahshahr, Iran.

Received: Spring 2026 Accepted: Summer 2026

Abstract

In the present study, the hydrothermal and thermodynamic performance of water flow in a cylindrical heat sink with novel hybrid minichannels is investigated numerically. The geometry consists of an initial straight section followed by four helical parts with different helical angles. The Taguchi method with an L16 array was employed to reduce the number of simulations and optimize the performance of the heat sink. The five design factors consist of the Reynolds number and four different helical angles along the minichannel at four distinct levels.Their effects on the Nusselt number, Fanning friction factor, total thermal performance factor (TPF), and entropy generation number (EGN) are evaluated. The results revealed that the Reynolds number is the dominant factor influencing both TPF and EGN, with contribution ratios of 80.33% and 78.88%, respectively. Following that, the first helical angle θ_1 exhibited the most significant impact among the geometric parameters, while the contributions of the remaining angles were negligible. The optimal configurations for TPF and EGN are obtained as A_4 B_1 C_1 D_1 E_3 and A_4 B_1 C_1 D_1 E_1 , respectively. Additionally, two optimal combinations were obtained for TPF and EGN, with improvement rates of approximately 54% and 69%, respectively, compared to the original model.

Key words: Cylindrical heat sink, hybrid mini-channel, entropy generation, Reynolds number, Taguchi method.

*corresponding author: ar.falahat@iau.ac.ir

Cite this article as: Mohsen Mohammadinejad, Alireza Falahat, Numerical and statistical study of heat transfer and entropy generation in a cylindrical heat sink with novel minichannels configuration. **Journal of Energy Conversion, 2026, 13(2), 17-34**

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]