

## اثر ویژگی‌های هندسی و ترموفیزیکی محیط متخلخل بر عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی فین‌دار

سمیه داودآبادی فراهانی<sup>۱\*</sup>، علیرضا علی بیگی نژاد<sup>۲</sup><sup>۱</sup> دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک، ایران.<sup>۲</sup> دانشجو، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک، ایران.

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۱/۰۷؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۰۶/۱۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۸/۱۲

## چکیده

در این پژوهش، عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی همراه با محیط متخلخل به صورت سه‌بعدی و عددی بررسی شده است. سه هندسه مختلف برای میکروکانال شامل نوع مربعی، دایره‌ای و فین‌دار مدل‌سازی شده و شبیه‌سازی‌ها با نرم‌افزار آنسیس فلونت و روش حجم محدود انجام شده‌اند. جریان در بازه عدد رینولدز ۵۰ تا ۱۰۰۰ و در رژیم آرام در نظر گرفته شده است. در این مطالعه، تأثیر شکل هندسی میکروکانال، وجود فین متخلخل، تغییرات شار حرارتی، ضریب تخلخل، عدد دارسی و نسبت رسانایی حرارتی جامد به سیال بر عملکرد حرارتی سیستم بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد میکروکانال مربعی-چاه گرمایی بهترین انتقال حرارت را دارد. توزیع مکانی شار حرارتی نقش مهمی در بهبود عملکرد دارد و فین متخلخل نیز بازده حرارتی را افزایش می‌دهد. شدت این بهبود به ویژگی‌هایی مانند تخلخل، عدد دارسی و نسبت رسانایی حرارتی بستگی دارد که در میان آن‌ها، نسبت رسانایی حرارتی بیشترین اثر را دارد. همچنین اگر تخلخل محیط متخلخل به‌طور تابعی در راستای جریان ( $Z$ ) تغییر کند، عملکرد حرارتی سامانه تا حدود ۳۸٪ بهبود می‌یابد. این مطالعه نشان می‌دهد اصلاح ویژگی‌های محیط متخلخل، به‌ویژه تخلخل و رسانایی حرارتی، عامل مهمی در ارتقای عملکرد سامانه‌های میکروکانال-چاه گرمایی است.

**کلمات کلیدی:** میکروکانال-چاه گرمایی؛ محیط متخلخل؛ شکل هندسی فین؛ ویژگی‌های محیط متخلخل؛ عملکرد حرارتی.

### Effect of Geometric and Thermophysical Properties of Porous Medium on Thermal Performance of a Finned Microchannel Heat Sink

Somayeh Davoodabadi Farahani<sup>1\*</sup>, Alireza Ali Beiginejad<sup>2</sup><sup>1</sup> Assoc. Prof., Mechanical Engineering Department, Arak University of Technology, Arak, Iran.<sup>2</sup> Mechanical Engineering Department, Arak University of Technology, Arak, Iran.

## Abstract

This study numerically and three-dimensionally investigates the thermal performance of a microchannel heat sink integrated with a porous medium. Three different microchannel geometries-including square, circular, and finned-are considered, with conductive heat transfer modeled in the solid regions. Numerical simulations are performed using ANSYS Fluent and the finite volume method. The Reynolds number range in this study is between 50 and 1000, representing laminar flow conditions. The effects of a newly designed porous fin, variations in microchannel geometry, heat flux distribution, porosity, Darcy number, and the ratio of solid to fluid thermal conductivity within the porous medium on the thermal performance of the microchannel heat sink are evaluated. Results indicate that the square microchannel heat sink exhibits superior thermal performance compared to other geometries. The thermal performance of the system is directly influenced by the spatial distribution of heat flux on the active surface, which plays a key role in enhancing heat transfer. Furthermore, the use of porous fins improves the thermal performance of the microchannel heat sink, with the degree of enhancement depending on porous medium properties such as porosity, Darcy number, and the thermal conductivity ratio. Among these, the thermal conductivity ratio of the porous medium significantly affects system performance. Notably, employing a porous medium with porosity varying as a function of position along the flow direction ( $z$ -axis) can improve thermal performance by approximately 38%. This study clearly demonstrates that variations in porous medium characteristics, especially porosity and thermal conductivity, can have substantial impacts on the thermal performance of microchannel heat sink systems.

**Keywords:** Microchannel-heat sink; Porous medium; Fin geometry; Porous medium properties; Thermal performance.

## ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر، سامانه‌های میکروالکترومکانیکی<sup>۱</sup> (MEMS) به دلیل ابعاد کوچک، وزن سبک، مصرف انرژی پایین و پاسخ‌گویی سریع، کاربرد گسترده‌ای در حوزه‌هایی همچون هوافضا، خودروسازی، زیست‌پزشکی، ابزار دقیق و تجهیزات الکترونیکی پیدا کرده‌اند. یکی از اجزای کلیدی این سامانه‌ها، میکروکانال‌ها هستند که برای انتقال سیالات، مدیریت حرارتی، خنک‌سازی قطعات و جابه‌جایی مواد مورد استفاده قرار می‌گیرند. مینی‌کانال‌ها همچنین نقش مهمی در عملکرد مبدل‌های حرارتی کوچک مقیاس دارند و به‌طور خاص در خنک‌کاری تراشه‌ها و تجهیزات الکترونیکی با چگالی توان بالا بسیار مؤثرند. با این حال، یکی از چالش‌های اساسی در استفاده از میکروکانال‌ها، کاهش نرخ انتقال حرارت به دلیل افزایش مقاومت حرارتی است. این مسئله موجب کاهش راندمان حرارتی سیستم‌های مبتنی بر MEMS می‌شود. یکی از راهکارهای نوین برای بهبود عملکرد حرارتی این ساختارها، استفاده از محیط‌های متخلخل درون میکروکانال است که می‌تواند به افزایش سطح تبادل حرارت، بهبود اختلاط سیال و کاهش مقاومت حرارتی منجر شود.

هونگ و یان [۱] یک کانال با ارتفاع و پهنای متغیر را برای بهبود عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که کانال با پهنای باریک‌شونده، در مقایسه با کانال‌های با دیواره‌های موازی ولی با ارتفاع باریک‌شونده، توزیع دمایی یکنواخت‌تر و دمای پایین‌تری دارد. سیف و نیک‌آیین [۲] اثرات اندازه ذرات و حرکت براونی را روی عملکرد حرارتی یک میکروکانال-چاه گرمایی مستطیلی شکل، با استفاده از نانوذرات آلومینا، اکسید زینک و اکسید مس در سیال پایه اتیلن گلیکول-آب، به صورت عددی بررسی کردند. فانی و همکاران [۳] انتقال حرارت نانوسیال آب-اکسید مس را در یک میکروکانال-چاه گرمایی دوزنقه‌ای با در نظر گرفتن حرکت براونی، با استفاده از روش دو فازی، بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که پخش براونی با افزایش دما و کسر حجمی نانوذرات افزایش می‌یابد، اما با افزایش قطر نانوذرات کاهش می‌یابد. دوربودهان و همکاران [۴] جریان مایع تک فاز را در میکروکانال‌های دوزنقه‌ای همگرا و واگرا به صورت عددی و

تجربی بررسی نمودند. در بررسی عددی همگرایی و واگرایی در جهت جریان سیال و به صورت سه بعدی شبیه‌سازی شد و نتایج نشان داد، میکروکانال‌های همگرا-واگرا عملکرد ترموهیدرولیکی بهتری نسبت به میکروکانال‌های با سطح مقطع ثابت دارند. هو و همکارانش [۵] به بررسی انتقال حرارت آب-مواد تغییر فازدهنده در یک میکروکانال پرداختند. استفاده از نانوذره مواد تغییر فاز دهنده باعث بهبود انتقال حرارت و شاخص عملکرد بیش از ۴۰٪ شده‌است و در سرعت‌های بالا استفاده از این نانوذره باعث کاهش انتقال حرارت می‌گردد. متاخر و جهانگیری [۶] به بررسی عملکرد حرارتی میکروکانال با استفاده از شبکه عصبی و داده‌های تجربی پرداختند. بسیاری از مطالعات به بررسی تأثیر هندسه و نانوذرات بر عملکرد حرارتی میکروکانال‌های حرارتی<sup>۲</sup> (MCHS) پرداخته‌اند. پراکش و همکاران [۷] عملکرد میکروکانال‌هایی با پنج شکل کانال مختلف از جمله دایره، مربعی، دوزنقه، دو سطح مقعر و دو سطح محدب را به صورت عددی بررسی نمودند. جینگ و همکاران [۸] به بررسی عددی عملکرد هیدرولیکی و حرارتی جریان آب در میکروکانال‌ها با سه مقطع مختلف مستطیلی، مثلثی و دایره تخت شده، به صورت سه بعدی پرداخته‌اند. در بین سه میکروکانال موجود با قطر هیدرولیکی یکسان تحت شروط اعمال شده، میکروکانال مثلثی دارای کوچکترین مقاومت هیدرولیکی و کمترین ضریب انتقال حرارت همرفتی است. مرادی کازرونیا و همکاران [۹] به بررسی جریان سه بعدی هوا بر عملکرد میکروکانال گرم‌گیر دارای کانال‌های با شکل‌های مختلف پرداخته‌اند. قهرمان نژاد و همکاران [۱۰] به بررسی عددی انتقال حرارت و افت فشار در یک میکروکانال گرم‌گیر با لایه متخلخل پرداختند. آن‌ها دریافتند که در تخلخل‌های بالاتر، قدرت پمپاژ کاهش می‌یابد. بنی و همکاران [۱۱] عملکرد حرارتی یک چاه حرارتی میکروکانالی طراحی شده برای لیزر دیودی را به صورت عددی بررسی کردند. در این مطالعه، چهار ساختار پیشنهادی شامل کانال‌های مستقیم، منحنی، زیگزاگ و سینوسی مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج نشان داد که چاه حرارتی با کانال‌های منحنی سینوسی، بهترین عملکرد حرارتی را در بین مدل‌های بررسی شده ارائه می‌دهد. تغییر هندسی منجر به افزایش ۲۱ درصدی یکنواختی دما و افزایش ۱۸ درصدی افت فشار شد که در مقایسه با

<sup>2</sup> Micro channel heat sink(MCHS)<sup>1</sup> Micro-electro-mechanical system(MEMS)

متخلخل [۱۸-۲۰]، بهینه سازی طراحی چاه گرمایی مورد استفاده از نظر اندازه میکروکانالها [۲۱-۲۳] هستند. مطالعه تحلیلی دهقان و همکاران [۲۴] نشان داد که با استفاده از شاخص عملکرد حرارتی - که نسبت افزایش نرخ انتقال حرارت به افزایش افت فشار را بیان می‌کند - می‌توان ارزیابی دقیقی از بهینه‌سازی سیستم داشت. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که درج محیط متخلخل، به‌ویژه در رژیم جریان لغزشی، می‌تواند عملکرد حرارتی را بدون افزایش شدید افت فشار بهبود بخشد. در مطالعه‌ای تحلیلی، دهقان و همکاران [۲۵] با بهره‌گیری از روش تحلیل اختلالی، به بررسی انتقال حرارت جابجایی اجباری در جریان در حال توسعه حرارتی در کانالی پر شده با محیط متخلخل تحت شرایط عدم تعادل حرارتی محلی پرداختند. این تحقیق اثر تولید حرارت داخلی در فازهای سیال و جامد را بر عدد ناسلت و طول ورود حرارتی بررسی کرده و نشان داد که با افزایش نسبت رسانایی حرارتی مؤثر، عدد ناسلت و طول ورود افزایش می‌یابند، در حالی که تولید حرارت در فاز جامد منجر به کاهش هر دو می‌شود. این نتایج چارچوب نظری دقیقی برای تحلیل رفتار حرارتی کانال‌های متخلخل فراهم می‌کند. در پژوهشی تحلیلی، دهقان و همکاران [۲۶] به بررسی جریان جابجایی اجباری سه‌بعدی در کلکتورهای حرارتی با مجاری مستطیلی پر شده از محیط متخلخل پرداختند که عمدتاً در کلکتورهای خورشیدی هوا-مینا کاربرد دارند. با استفاده از مدل کلی داری-برینکمن-فورشه‌ایمر و شرایط مرزی لغزشی و بدون لغزش، توزیع تحلیلی سرعت و عدد پوازی استخراج گردید. نتایج نشان دادند که در نسبت‌های ابعادی بالا، توزیع سرعت یکنواخت‌تر شده و اثر ترم مقاومت غیرخطی تنها در محیط‌های با عدد داری بالا قابل توجه است.

با توجه به مطالعات پیشین، تحقیقات محدودی به بررسی تأثیر ویژگی‌های محیط متخلخل، تغییرات مکانی شار حرارتی و ضریب تخلخل بر عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی پرداخته‌اند. در پژوهش حاضر، تأثیر محیط متخلخل بر عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی فین‌دار مورد بررسی قرار گرفته است. در این مطالعه، میکروکانال‌هایی با هندسه‌های مربعی، دایروی و فین‌دار به‌صورت عددی و سه‌بعدی، با در نظر گرفتن انتقال حرارت هدایتی در بخش‌های جامد، شبیه‌سازی شده‌اند. برای انجام شبیه‌سازی عددی، از نرم‌افزار انسیس

کانال‌های مستقیم، موجب افزایش ۴۴ درصدی عمر لیزر دیودی شد. لانگ و همکاران [۱۲] نیز عملکرد حرارتی یک کریستال اسلب پمپ‌شده با لیزر دیودی را بررسی کردند که توسط یک جفت چاه حرارتی میکروکانالی خنک شده بود. آن‌ها از یک طراحی جدید برای جت‌های برخوردی در سینک‌های حرارتی میکروکانالی استفاده کردند. در مقایسه با سینک‌های حرارتی ماکروکانالی سنتی، طراحی جدید میکروکانالی موجب کاهش گرادیان دما در راستای پرتو و از بین رفتن توزیع نامتقارن دما در طرفین کریستال شد. کیم و همکاران [۱۳] به‌صورت عددی اثر تعداد جت‌ها و اندازه نازل جت بر عملکرد خنک‌کنندگی چاه حرارتی ترکیبی میکروکانالی و جت برخوردی را در محدوده عدد رینولدز ۵۰۰ تا ۱۲۰۰۰ بررسی کردند. نتایج نشان داد که با افزایش تعداد جت‌ها، سرعت آن‌ها کاهش یافته و در نتیجه عملکرد جت‌ها در برابر جریان متقاطع کاهش می‌یابد. در این شرایط، جت‌های پایین‌دست به‌طور کامل توسط جریان جت‌های بالادست منحرف شده و به صفحه هدف برخورد نمی‌کنند که باعث کاهش ظرفیت خنک‌کنندگی آن‌ها می‌شود. پنگ و همکاران [۱۴] بررسی عددی جریان و انتقال حرارت را در یک چاه حرارتی میکروکانالی با چندین جت انجام دادند. در یک میکروکانال معمولی، به دلیل رشد لایه مرزی حرارتی در طول کانال و کاهش انتقال حرارت، دما افزایش می‌یابد. با این حال، در یک میکروکانال دارای جت‌های متعدد، دمای ناحیه‌ای که جت‌ها به صفحه پایینی برخورد می‌کنند، حداقل ۳۰۹ کلوین بود. علاوه بر این، در ناحیه‌ای که بیشترین تخلیه سیال رخ می‌دهد، دما برابر با ۳۱۳ کلوین ثبت شد. این سیستم خنک‌کننده جدید در مقایسه با مدل معمولی موجب کاهش ۶/۷ کلوینی دما شد؛ همچنین، افزایش تعداد جت‌ها منجر به افزایش یکنواختی دما در میکروکانال شد. وانگ و همکاران [۱۵] مطالعه‌ای در زمینه کنترل جریان متقاطع در انتقال حرارت جت برخوردی با استفاده از جفت مولد گردابه‌ای انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش عدد نوسل در حالتی که از جفت مولد گردابه‌ای با شکل هندسی مستطیلی استفاده شده بود، نسبت به شکل هندسی مثلثی، بیشتر مشهود بود. در بحث افزایش انتقال حرارت در میکروکانال-چاه گرمایی راه‌های مختلفی امتحان شده‌است؛ از جمله افزایش سطح انتقال حرارت با استفاده از فین‌ها [۱۶، ۱۷]، به‌کارگیری محیط

که  $k_s, k_f, K, P, C_{p,s}, C_{p,f}, \mu_f, \rho_f, \rho_s, \varepsilon$  به ترتیب ضریب تخلخل، چگالی جامد، چگالی سیال، ویسکوزیته سیال، ظرفیت حرارتی سیال، ظرفیت حرارتی جامد، فشار، ضریب نفوذ حرارتی، ضریب رسانایی حرارتی سیال، ضریب رسانایی حرارتی جامد و سرعت سیال است.  $T$  دمای سیال است. معادله انرژی برای محیط جامد به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود [۲۸]:

$$k_s \nabla^2 T_s = 0 \quad (۴)$$

$T_s$  دمای سطح جامد است. عدد رینولدز، عدد دارسی، عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت همرفت به صورت زیر تعریف شده‌است:

$$Re = \frac{\rho_f V_{inlet} D_h}{\mu_f} \quad (۵)$$

$$Da = \frac{K}{D_h^2} \quad (۶)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad (۷)$$

$$h = \frac{-k_f \frac{\partial T}{\partial y}_{channel\ wall}}{T_w - T_m} \quad (۸)$$

که در آن  $T_w$  نمایانگر دمای دیواره و  $T_m$  دمای میانگین داخل کانال است.  $D_h$  قطر هیدرولیکی لست.  $V_{inlet}$  سرعت ورودی سیال است. در کاربردهای عملی، چاه گرمایی به یک منبع تولید حرارت مانند تراشه الکترونیکی متصل می‌شود. سیال با دمای اولیه مشخص و دبی جرمی ثابت، از طریق پمپ خارجی به ورودی میکروکانال-چاه گرمایی ارسال می‌شود. مقدار شار گرمایی اعمال شده برابر ۱۵۰ کیلووات بر مترمربع است. شرط مرزی سرعت ورودی برای جریان سیال در ورود به میکروکانال لحاظ شده است. شرط مرزی فشار خروجی برای خروج سیال از میکروکانال اعمال شده است. بر روی دیواره‌های میکروکانال، شرط عدم لغزش در نظر گرفته شده است. مقاومت حرارتی میکروکانال به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$R = \frac{T_{w,max} - T_{f,inlet}}{qA} \quad (۹)$$

فلوئنت بر پایه روش حجم محدود استفاده شده است. در این پژوهش، تأثیر عواملی مانند استفاده از فین، تغییر هندسی میکروکانال، تغییرات مکانی شار حرارتی، ضریب تخلخل، عدد دارسی و نسبت ضریب رسانایی حرارتی در محیط متخلخل بر عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی مورد ارزیابی قرار گرفته است.

## ۲- توصیف مسئله و مدلسازی ریاضی

شماتیکی از میکروکانال‌های حرارتی (MCHS) مورد بررسی در شکل ۱ نمایش داده شده است. در این مطالعه، سه هندسه مختلف شامل دایره‌ای (Case 1)، فین‌دار (Case 2) و مربعی (Case 3) به عنوان نمونه‌های مورد ارزیابی انتخاب شده‌اند که همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شده، قابل مشاهده‌اند. سیال خنک‌کننده مورد استفاده آب بوده و جنس محیط متخلخل و بخش جامد از فولاد در نظر گرفته شده است. ابعاد دقیق میکروکانال‌ها در شکل ۱ (ب) ارائه شده‌اند؛ همچنین شماتیکی از فین مورد استفاده در حالت دوم (Case 2) و ابعاد آن در شکل ۱ (پ) نمایش داده شده است. جریان سیال با سرعت یکنواخت  $V_{in}$  و دمای یکنواخت  $T_{in}$  وارد کانال می‌شود. محدوده اعداد رینولدز جریان ۵۰ تا ۱۰۰۰ است. شرط عدم لغزش بر دیواره‌های بخش جامد اعمال شده و تمامی دیواره‌های چاه حرارتی، به جز دیواره بالایی که شار حرارتی بر آن اعمال شده است، از نظر حرارتی عایق‌بندی شده‌اند. در این مطالعه، تأثیر استفاده از محیط متخلخل بر عملکرد حرارتی MCHS مورد ارزیابی قرار گرفته است. جریان سیال سه‌بعدی در این مطالعه پایا، تراکم‌ناپذیر و آرام است. معادلات پیوستگی، مومنوم و انرژی برای محیط متخلخل در حالت تعادل حرارتی به صورت زیر در نظر گرفته می‌شوند [۲۷]:

$$\vec{\nabla} \cdot (\varepsilon \rho_f \vec{v}) = 0 \quad (۱)$$

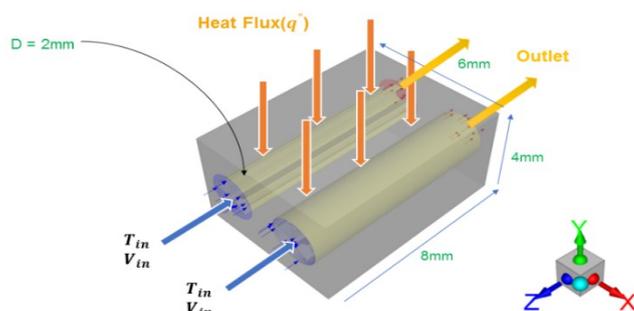
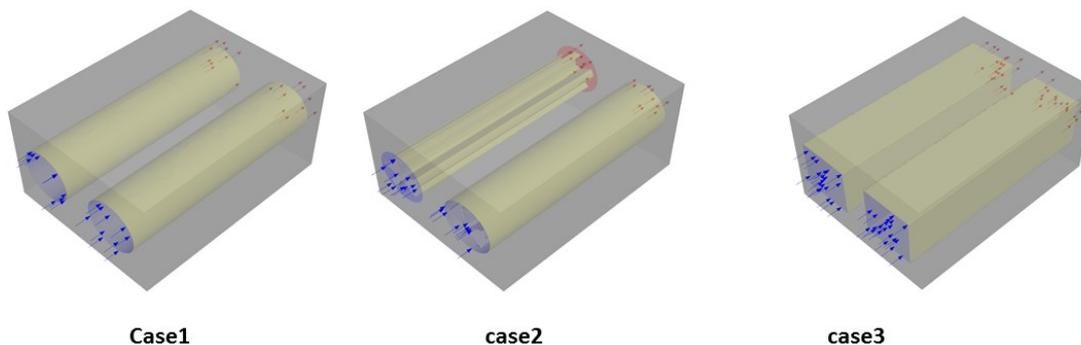
$$\rho_f (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = \varepsilon^2 (\vec{\nabla} P - \left( \frac{\mu_f}{K} + \frac{\rho_f}{\sqrt{K}} \frac{1.75}{\sqrt{150 \times \varepsilon^5}} |\vec{v}| \right) \vec{v} + \frac{\mu_f}{\varepsilon} \nabla^2 \vec{v}) \quad (۲)$$

$$\left( \rho_f C_{p,f} + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \rho_s C_{p,s} \right) \vec{v} \cdot \vec{\nabla} T = \left( k_f + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} k_s \right) \nabla^2 T \quad (۳)$$

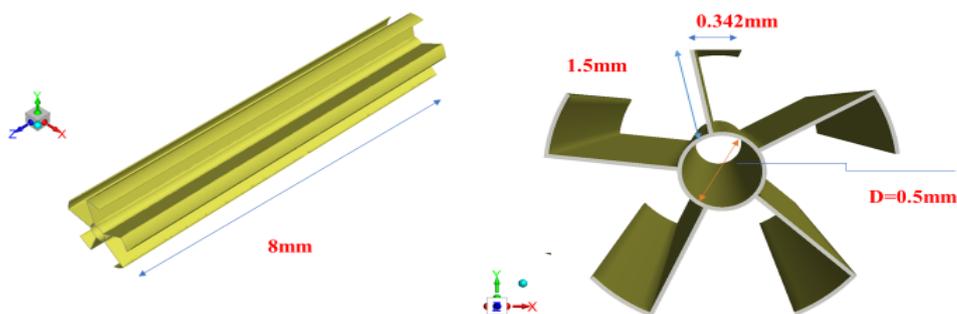
متناسب با این عبارات "دمای دیواره گرم‌شده" یا "دمای سطح در معرض شار حرارتی" است.

که در آن  $R$  مقاومت حرارتی کل میکروکانال،  $T_{w,max}$  حداکثر دما در سطح فعال،  $T_{f,inlet}$  دمای ورودی سیال،  $q$  شار حرارتی و  $A$  مساحت تحت شار حرارتی، یعنی صفحه بالایی میکروکانال است. عبارت «دمای سطح فعال» در حقیقت

(الف)



(ب)



(پ)

شکل ۱- الف) شماتیک وب) شرایط مرزی مسئله مورد نظر وب) شماتیکی از فین در case2

اطمینان از عدم وابستگی نتایج به اندازه شبکه، توزیع دما در سطح فعال (سطحی که شار حرارتی بر آن اعمال شده‌است) مورد بررسی قرار گرفته است. با افزایش تعداد عناصر شبکه، ابعاد آنها کاهش یافته و دقت حل افزایش می‌یابد. این روند تا زمانی ادامه می‌یابد که توزیع دمای سطح فعال بدون تغییر باقی بماند. برای بررسی استقلال از شبکه، چندین شبکه با اندازه‌های مختلف مورد آزمایش قرار گرفته‌اند. شکل ۲الف تغییرات دمای سطح فعال و دمای خروجی سیال را برای شبکه‌های مختلف نشان می‌دهد. بر اساس نتایج، شبکه‌ای با تعداد گره ۳۷۴،۸۲۲ برای ادامه بررسی‌ها انتخاب شده‌است. نمایی از مش انتخابی در شکل ۲الف وب ارائه شده‌است. برای تمامی حالاتی که هندسه میکروکانال تغییر یافته است، استقلال از شبکه بررسی شده و تعداد گره‌های هر حالت در شکل ۲پ نمایش داده شده‌است.

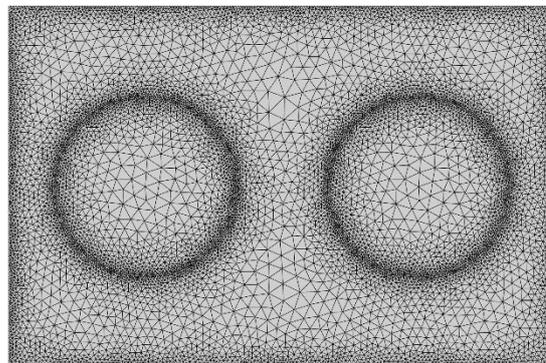
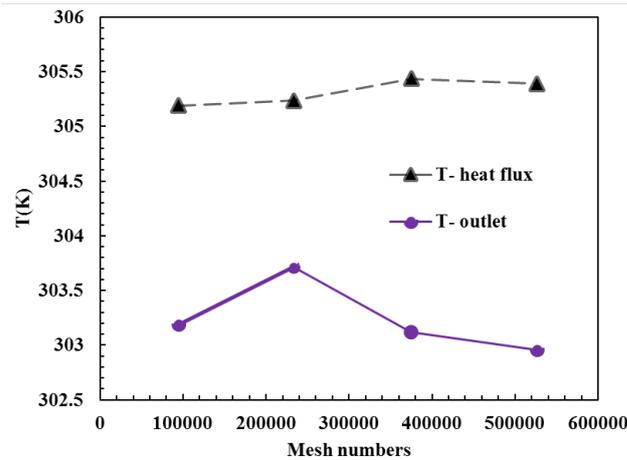
جدول ۱- خواص مربوط به ماده جامد و سیال عبور کننده

	$\rho(\frac{kg}{m^3})$	$C_p(\frac{J}{kgK})$	$k(\frac{W}{mK})$	$\mu(Pa.s)$
اب خالص	۹۹۸/۲	۴۱۸۲	۰/۶	۰/۰۰۰۸۸۵
فوم فولاد	۸۰۳۰	۵۰۰	۱۶/۲۷	-

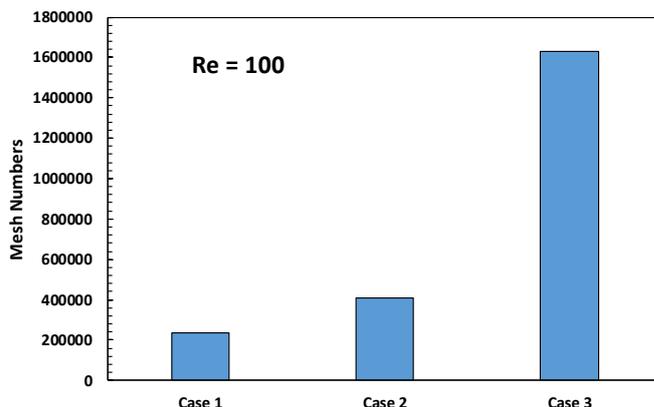
معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود حل شده و برای گسسته‌سازی از طرح بادسو مرتبه دوم استفاده شده است. علاوه بر این، روش SIMPLE جهت حل همزمان میدان‌های سرعت و فشار به کار گرفته شده‌است. در تمامی شبیه‌سازی‌ها، حل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی تا زمانی ادامه یافته است که مقدار باقیمانده کمتر از  $10^{-6}$  شود. مشخصات محیط متخلخل و سیال عبوری از کانال در جدول ۱ آورده شده‌است.

ایجاد یک شبکه عددی مناسب برای دستیابی به نتایج دقیق و قابل اطمینان بسیار حائز اهمیت است. به منظور

(الف)

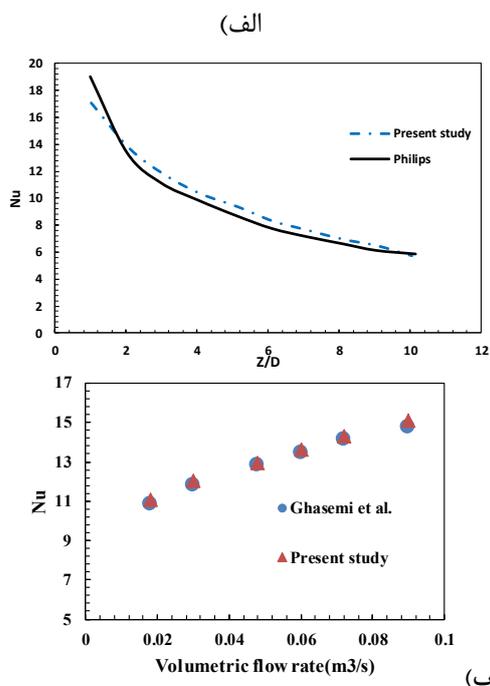


(ب)



(پ)

شکل ۲- الف) استقلال از شبکه وب) نمایی از شبکه انتخابی وب) تعداد گره ها در هر هندسه



(الف)

(ب)

شکل ۳- اعتبارسنجی شبیه سازی ارائه شده الف) با مرجع [۲۹] وب) مرجع [۳۰]

### ۳- نتایج

در این مطالعه، با بهره‌گیری از شبیه‌سازی عددی، تأثیر شکل هندسی میکروکانال، تغییرات شار حرارتی در سطح فعال، استفاده از محیط متخلخل و تغییر ویژگی‌های آن بر عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی بررسی شده‌است.

برای اعتبارسنجی روش عددی مورد استفاده و ارزیابی دقت نتایج، خروجی‌های این مطالعه با نتایج تجربی فیلیپس [۲۹] مقایسه شده است. آنها به تحلیل حرارتی چاه گرمایی با استفاده از ۱۱ میکروکانال مربعی پرداختند. شکل ۳ الف روند تغییرات عدد نسلت محلی در طول میکروکانال مربعی را نشان می‌دهد که تشابه بالایی با نتایج تجربی فیلیپس دارد. در این مقایسه، یک شار حرارتی ثابت معادل ۱۰۰۰ کیلووات بر مترمربع به میکروکانال چاه گرمایی اعمال شده و آب به عنوان سیال کاری در نظر گرفته شده‌است. حداکثر اختلاف نسبی بین نتایج این مطالعه و داده‌های تجربی فیلیپس [۲۹] در حدود ۶/۷٪ است که نشان‌دهنده دقت و صحت روش عددی به‌کاررفته در این پژوهش است. اعتبارسنجی با مقایسه نتایج عددی کنونی با داده‌های تجربی ارائه شده توسط قاسمی و همکاران [۳۰] صورت گرفته است. آنها چهار مینی‌کانال دایره‌ای به‌عنوان سینک حرارتی مورد استفاده قرار گرفته است. شکل ۳ ب، نتایج تجربی و شبیه‌سازی عددی را برای عدد ناسلت مقایسه می‌کند. برای هر دو نوع نتایج (تجربی و عددی)، مشاهده می‌شود که با افزایش نرخ جریان حجمی، عدد ناسلت نیز افزایش می‌یابد؛ همچنین حداکثر انحراف شبیه‌سازی عددی از نتایج تجربی برای ضریب انتقال حرارت برابر با ۷/۱٪ است.

### اثر تغییرات هندسی

در این پژوهش، تأثیر هندسه میکروکانال، تغییرات آن و عدد رینولدز بر عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی مورد ارزیابی قرار گرفته و نتایج در شکل‌های ۴ و ۵ ارائه شده‌است. هندسه میکروکانال با تأثیرگذاری بر الگوی جریان و توزیع دما، نقشی اساسی در بهبود ظرفیت جذب و دفع حرارت دارد. نتایج نشان می‌دهند که تغییر هندسه میکروکانال از دایره‌ای به مربعی باعث افزایش توانایی دفع حرارت می‌شود. اگرچه مساحت سطح مقطع در هر دو حالت برابر است، اما به دلیل اثر دیواره و تغییرات میدان سرعت و دما، توانایی جذب حرارت افزایش یافته و در نتیجه دمای سطح فعال کاهش یافته‌است. این روند در تغییرات دما، مطابق شکل ۵الف، به‌وضوح مشاهده می‌شود. مقاومت گرمایی میکروکانال مربعی-چاه گرمایی حدود ۱۴/۵ درصد کمتر از میکروکانال دایره‌ای-چاه گرمایی است. در حالت دیگر که از فین در میکروکانال استفاده شده‌است، کاهش مقاومت گرمایی در مقایسه با حالت پایه، بین حدود ۱۳/۱-۳۲/۸ درصد مشاهده شده‌است. حضور فین در میکروکانال، الگوی جریان سیال و توزیع دما را تغییر داده و عملکرد حرارتی را بهبود می‌بخشد. استقرار فین روی دیواره‌های تبادل حرارت، موجب افزایش سطح انتقال حرارت شده و در نتیجه، کاهش دمای سطح فعال را به همراه دارد.

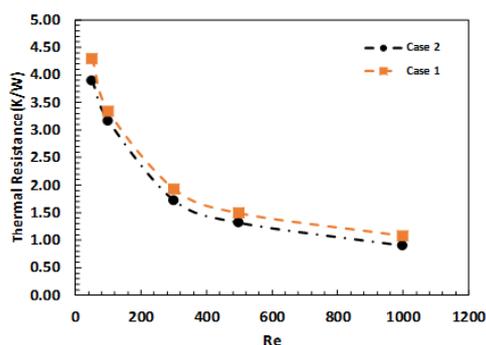
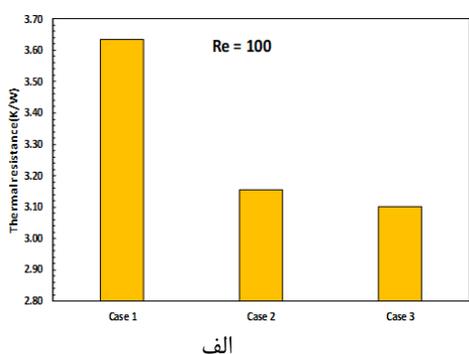
شکل ۴ تغییرات مقاومت گرمایی بر حسب عدد رینولدز را برای case1 و case2 نشان می‌دهد. افزایش عدد رینولدز منجر به افزایش دبی جرمی سیال و کاهش مقاومت حرارتی همرفت شده که در نتیجه، گرمای بیشتری از سطح فعال جذب شده و دمای آن کاهش می‌یابد. شکل ۵ب این روند را تأیید می‌کند و نشان می‌دهد که افزایش عدد رینولدز از ۵۰ به ۱۰۰۰ باعث کاهش مقاومت گرمایی در حدود ۷۲٪ تا ۷۴٪ شده‌است. افزایش عدد رینولدز، افت فشار را در حدود ۳ برابر نسبت به حالت پایه افزایش می‌دهد.

### اثر تغییرات مکانی شار حرارتی

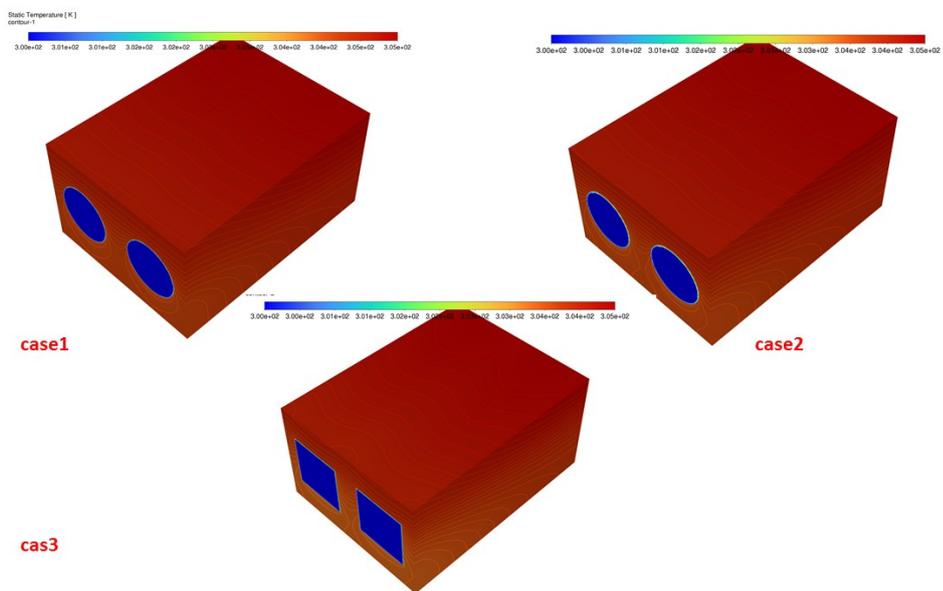
در case2، اثر تغییرات مکانی شار حرارتی در سطح فعال بر عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی بررسی شده و نتایج آن در قالب نمودار و کانتورهای شکل ۶ ارائه شده‌است. سه الگوی توزیع شار حرارتی مورد بررسی قرار گرفته‌است: حالت q1: شار حرارتی در امتداد جریان سیال به‌صورت خطی کاهش می‌یابد. حالت q2: شار حرارتی در امتداد جریان سیال به‌صورت خطی

افزایش می‌یابد. حالت q3: شار حرارتی در امتداد جریان سیال به‌صورت تابع درجه دوم تغییر می‌کند.

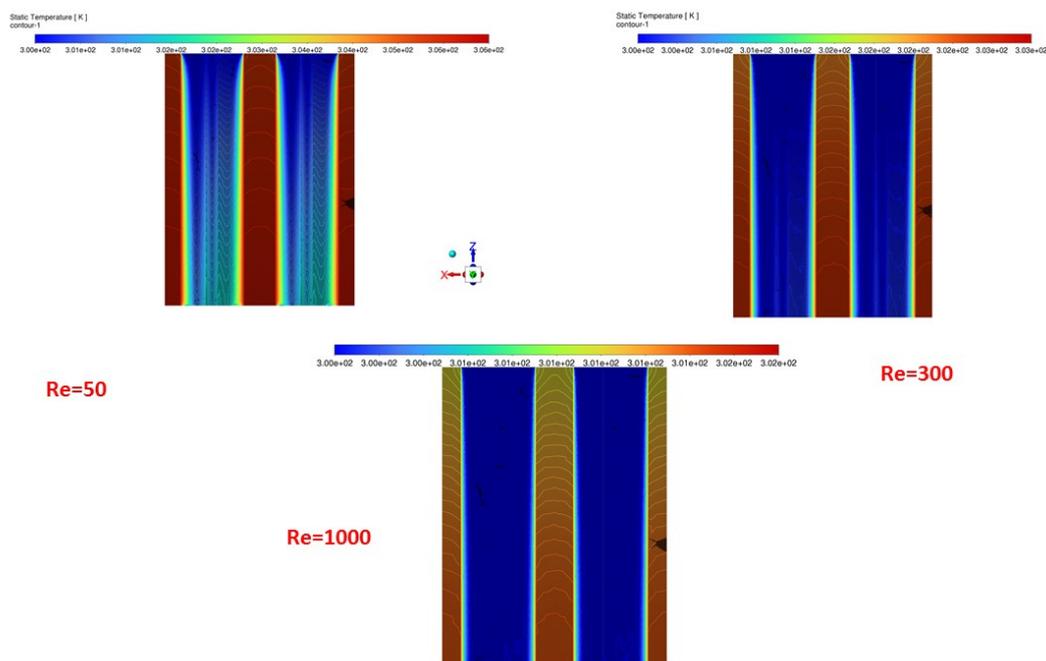
این نکته نیز یادآوری می‌شود که میانگین شار حرارتی در سطح فعال در تمامی این حالت‌ها یکسان در نظر گرفته شده‌است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که غیریکنواختی شار حرارتی در سطح فعال، تأثیر قابل‌توجهی بر مقاومت گرمایی دارد. در ورودی میکروکانال، ضخامت لایه مرزی حرارتی کم بوده و در نتیجه، ضریب انتقال حرارت همرفتی در این ناحیه بیشترین مقدار را دارد؛ بنابراین، توانایی جذب حرارت در ابتدا بیشتر است و با پیشروی جریان در امتداد میکروکانال، این توانایی کاهش می‌یابد. این روند در کانتورهای دمایی شکل ۶ به‌وضوح مشاهده می‌شود. در حالت‌های q1، q2 و q3، مقاومت حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی نسبت به حالت شار حرارتی یکنواخت به ترتیب در حدود ۵۷،۴۳ و ۱۹ درصد کاهش یافته‌است. بهترین عملکرد حرارتی مربوط به حالت q1 است، یعنی زمانی که شار حرارتی در جهت جریان، به‌صورت خطی کاهش می‌یابد.



شکل ۴- مقاومت گرمایی میکروکانال-چاه گرمایی الف) بر حسب حالت‌های مختلف و ب) بر حسب عدد رینولدز برای Case1 و Case2

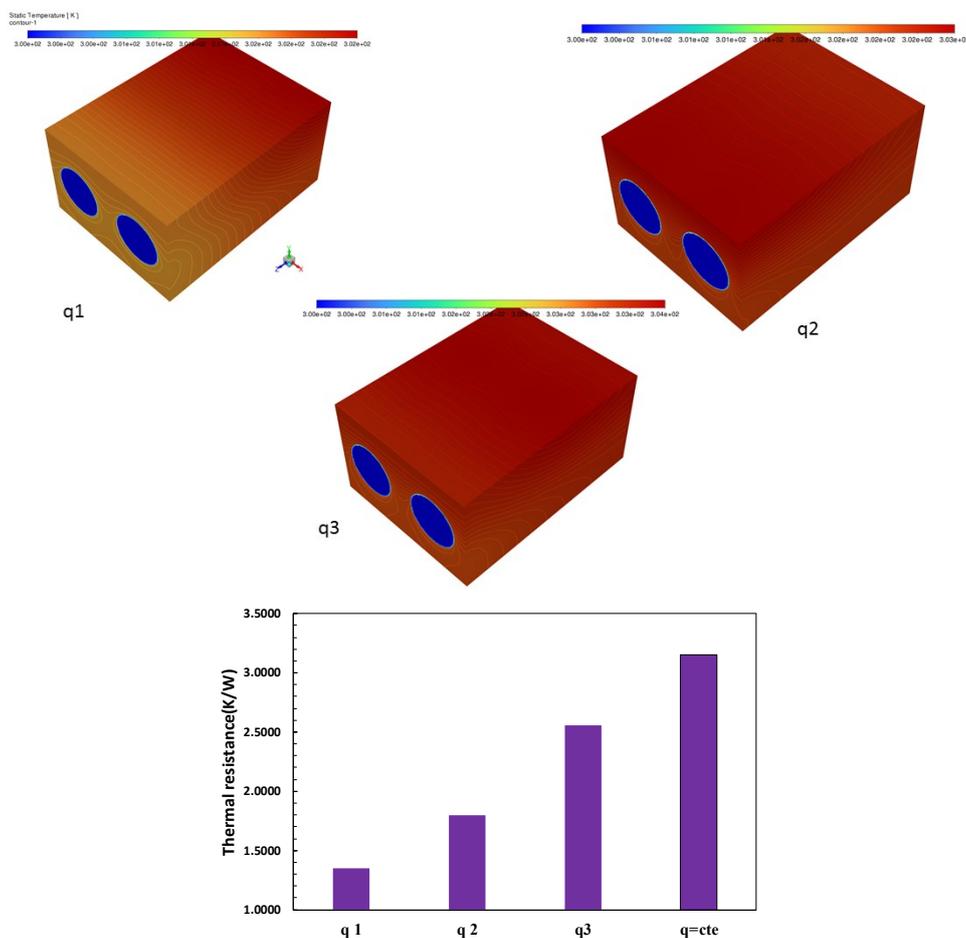


(الف)



(ب)

شکل ۵- الف) کانتور دما برای حالت‌های مختلف و ب) کانتور دما برای اعداد رینولدز مختلف برای Case2

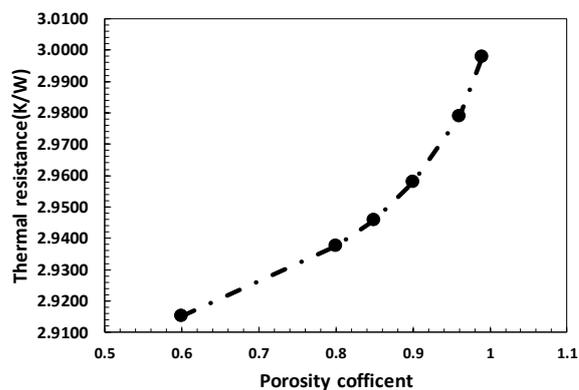


شکل ۶- اثر تغییرات مکانی شار حرارتی در سطح فعال بر عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی در case2

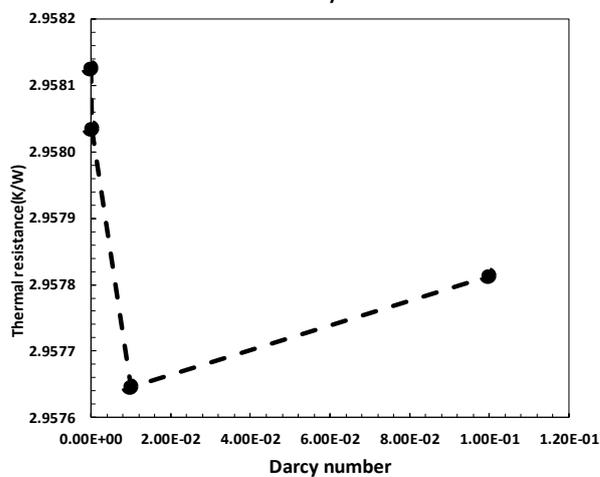
در میکروکانال-چاه گرمایی کاهش می‌یابد و در  $Da = 0.1$  به مینیمم مقدار خود می‌رسد. عدد دارسی پایین‌تر نشان‌دهنده کاهش نفوذپذیری ماده متخلخل است. به عبارت دیگر، سیال نمی‌تواند به راحتی از طریق محیط متخلخل عبور کند و لایه متخلخل سیال را به سمت ناحیه غیرمتخلخل در کانال هدایت می‌کند، در این حالت سیال به سمتی سوق داده شده‌است که کمترین مرز با بخش فعال حرارتی را دارد. بنابراین این توانایی میکروکانال در کاهش دمای سطح فعال کاهش یافته است. به طور کلی نسبت به حالت بدون محیط متخلخل با تغییر عدد دارسی، عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی در حدود  $6/38 - 6/41$  درصد بهبود یافته است و بهترین عملکرد در حالت  $Da = 0.1$  رخ داده است.

### اثر ویژگیهای محیط متخلخل

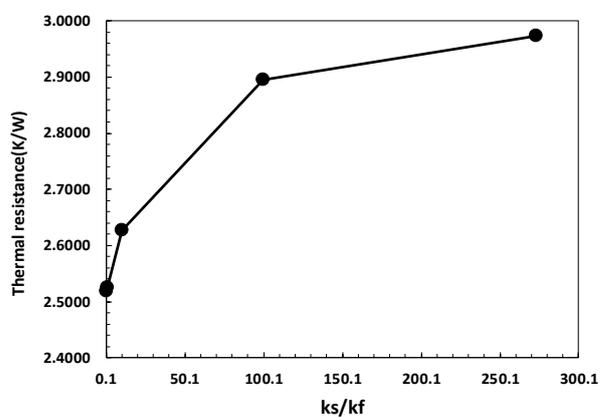
اثر حضور فین محیط متخلخل و تغییر ویژگی‌های محیط متخلخل در case2 بر عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی بررسی شده‌است. اثر تغییر عدد دارسی، نسبت تغییر رسانایی حرارتی مؤثر در محیط متخلخل بر نسبت رسانایی حرارتی سیال  $(k_s/k_f)$ ، ضریب تخلخل و تغییرات مکانی ضریب تخلخل بر عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی بررسی و نتایج در شکل ۷ نشان داده شده‌است. به طور کلی استفاده از محیط متخلخل با تغییر مقاومت حرارتی رسانش و همرفت در میکروکانال توانسته است، مقاومت حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی را نسبت به حالت بدون محیط متخلخل کاهش دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش عدد دارسی، مقاومت حرارتی



(الف)

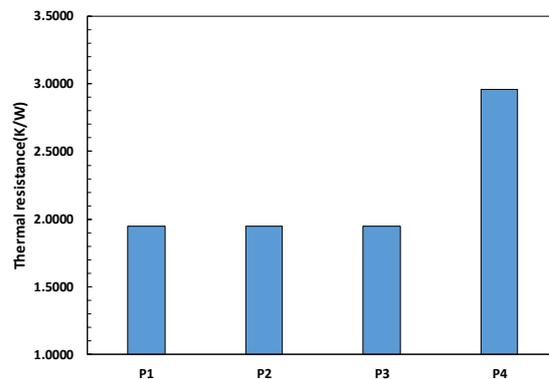


(ب)



(ج)

(د)



شکل ۷- اثر الف) ضریب تخلخل، ب) عدد دارسی، ج) نسبت ضریب رسانایی حرارتی و د) تغییرات مکانی ضریب تخلخل بر مقاومت گرمایی در case2

عملکرد برای حالتی است که ضریب تخلخل برابر با ۰/۶ می باشد و در حدود ۷/۷ درصد بهبود در عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی نسبت به حالت بدون محیط متخلخل مشاهده شده است. افت فشار در این حالت در حدود ۳/۶۶ برابر نسبت به حالت بدون محیط متخلخل افزایش یافته است و تغییر پارامترهای محیط متخلخل تاثیر ناچیزی (کمتر از ۰/۰۰۰۱٪) بر افت فشار دارد.

#### اثر تغییرات مکانی ضریب تخلخل

اثر پذیری عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی نسبت تغییرات مکانی ضریب تخلخل در میکروکانال بررسی شده است و سه حالت برای تغییرات در جهت z لحاظ شده است و نتایج در شکل ۷د بخوبی نشان داده شده است. در حالت P1، ضریب تخلخل در امتداد جریان سیال به صورت خطی با مکان کاهش می یابد. در حالت P2، ضریب تخلخل در امتداد جریان سیال به صورت خطی با مکان افزایش می یابد. در حالت P3، ضریب تخلخل در امتداد جریان سیال ابتدا افزایش می یابد تا به مقدار ماکزیمم در  $z=4\text{mm}$  برسد و سپس کاهش می یابد. این تغییرات به صورت تابع درجه دوم مکانی مدل شده است. در این موارد، ضریب تخلخل در طول کانال تغییر می کند. در حالت P1، با افزایش  $\varepsilon$  در جهت پیشرفت جریان، هدایت حرارت در طول کانال در ناحیه متخلخل کاهش یافته و همرفت افزایش می یابد. این امر انتقال حرارت

با افزایش نسبت ضریب رسانایی حرارتی در محیط متخلخل، رسانایی مؤثر در ماده متخلخل افزایش می یابد که منجر به کاهش مقاومت حرارتی رسانش در محیط متخلخل می گردد. در عین حال، دمای سیال در بیشتر نواحی به دمای متوسط سیال می رسد و شیب گرادیان دما روی دیواره کانال کاهش می یابد که منجر به کاهش ضریب انتقال حرارت همرفت و افزایش مقاومت حرارتی همرفت می گردد. مشاهده می شود با افزایش نسبت  $ks/kf$ ، مقدار مقاومت گرمایی میکروکانال-چاه گرمایی افزایش می یابد و در حالتی که مقدار این نسبت ۰/۱ است و در حدود ۲۰/۲۸ درصد نسبت به حالت بدون محیط متخلخل بهبود در عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی مشاهده شده است. انتخاب ماده مناسب (بر اساس ضریب رسانایی حرارتی) برای ماتریس جامد در محیط متخلخل می تواند بر عملکرد حرارتی سیستم مورد نظر مؤثر باشد.

با افزایش ضریب تخلخل، حجم سیال در ناحیه متخلخل افزایش می یابد و در عین حال، هدایت حرارتی مؤثر در همان ناحیه کاهش می یابد؛ همچنین، با افزایش ضریب تخلخل، فقط سطح انتقال حرارت بین سیال و محیط متخلخل کاهش می یابد که در نتیجه منجر به کاهش مقدار حرارت منتقل شده و کاهش مقاومت حرارتی همرفت در میکروکانال می گردد؛ بنابراین، با افزایش ضریب تخلخل مقدار مقاومت حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی افزایش می یابد و بهترین

- ضریب تخلخل و عدد دارسی: افزایش ضریب تخلخل و کاهش عدد دارسی موجب افزایش مقاومت حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی می‌شود. این اثرات نشان‌دهنده ارتباط مستقیم بین ویژگی‌های محیط متخلخل و عملکرد حرارتی سیستم است.
- تخلخل متغیر در جهت جریان: استفاده از محیط متخلخل با ضریب تخلخل متغیر در جهت جریان می‌تواند عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی را بهبود بخشد و تا حدود ۳۸٪ مقاومت حرارتی را کاهش دهد.

در نهایت، این تحقیق به وضوح نشان می‌دهد که ادغام محیط متخلخل با میکروکانال-چاه گرمایی، به‌ویژه با انتخاب مواد مناسب و بهینه‌سازی ویژگی‌های محیط متخلخل، می‌تواند عملکرد حرارتی سیستم را به‌طور چشمگیری بهبود بخشد.

#### مراجع

- [1] T.-C. Hung, W.-M. Yan, (2012) Effects of tapered-channel design on thermal performance of microchannel heat sink, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 39(9), 1342–1347.
- [2] H.R. Seyf, B. Nikaein, (2012) Analysis of Brownian motion and particle size effects on the thermal behavior and cooling performance of microchannel heat sinks, *Int. J. Therm. Sci.*, 58 36–44.
- [3] B. Fani, M. Kalteh, A. Abbassi, (2015) Investigating the effect of Brownian motion and viscous dissipation on the nanofluid heat transfer in a trapezoidal microchannel heat sink, *Adv. Powder Technol.*, 26(1) 83–90.
- [4] V. Duryodhan, A. Singh, S.G. Singh, A. (2015) Agrawal, Convective heat transfer in diverging and converging microchannels, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 80, 424–438.
- [5] C. Ho, Y.-C. Liu, M. Ghalambaz, W.-M. Yan, (2020) Forced convection heat transfer of Nano-Encapsulated Phase Change Material (NEPCM) suspension in a mini-channel heatsink, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 155, 119858.
- [6] S. Motahar, M. Jahangiri, (2020) Transient heat transfer analysis of a phase change material heat sink using experimental data and artificial neural network, *Appl. Therm. Eng.*, 167, 114817.
- [7] R.P.L. Prakash, M. Selvam, A.A.S. Pandian, S. Palani, K. Harish, (2016) Design and Modification of Radiator in IC Engine Cooling System for Maximizing Efficiency and Life, *Indian J. Sci. Technol.*, 9(2), 1–2.

را بهبود بخشیده و توانایی جذب حرارت توسط میکروکانال را بهبود می‌بخشد و دمای سطح فعال را کاهش می‌دهد که منجر به عملکرد بهتر سیستم نسبت به حالت های دیگر می‌شود و در حدود ۳۸/۲۵ درصد نسبت به حالت بدون محیط متخلخل عملکرد میکروکانال چاه گرمایی را بهبود ببخشد.

#### ۴- نتیجه گیری

این مقاله به بررسی عددی عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی که با محیط متخلخل ادغام شده‌است، پرداخته است. در این تحقیق، میکروکانال‌های با هندسه‌های مختلف (مربعی، دایروی، فین دار) به‌صورت عددی و سه‌بعدی با در نظر گرفتن انتقال حرارت هدایتی در قسمت‌های جامد مورد بررسی قرار گرفته‌اند. برای شبیه‌سازی از نرم‌افزار انسیس فلوئنت با روش حجم محدود استفاده شده‌است. بررسی‌های مختلف شامل اثر فین‌ها، تغییر شکل هندسی میکروکانال، تغییرات شار حرارتی، ضریب تخلخل، عدد دارسی و نسبت ضریب رسانایی حرارتی در محیط متخلخل بر عملکرد میکروکانال-چاه گرمایی انجام شده‌است. نتایج این تحقیق به‌طور خلاصه به شرح زیر است:

- عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی وابسته به شکل هندسی میکروکانال است. به‌طور خاص، الگوی جریان و دمای سیال تحت تأثیر شکل هندسی میکروکانال قرار می‌گیرد. برای مثال، مقاومت گرمایی میکروکانال مربعی-چاه گرمایی و حالت فین دار نسبت به حالت پایه به ترتیب حدود ۱۴/۵ درصد و ۱۳/۱-۳۲/۸ کاهش یافته است.
- توزیع مکانی شار حرارتی بر روی سطح فعال تأثیر زیادی بر عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی دارد. استفاده از توزیع یکنواخت شار حرارتی می‌تواند تا ۱۹-۵۷٪ مقاومت حرارتی را کاهش دهد.
- استفاده از محیط متخلخل باعث بهبود عملکرد حرارتی میکروکانال-چاه گرمایی در حدود ۶-۲۰٪ نسبت به حالت بدون محیط متخلخل می‌شود. استفاده از مواد مناسب برای ماتریس جامد در محیط متخلخل می‌تواند تا ۲۰٪ عملکرد حرارتی را بهبود بخشد.

- [19] C. Xue, A.M. Abed, P.K. Singh, S. Formanova, Y. Elmasry, I. Mahariq, (2024) Numerical study on thermal and hydraulic performance of supercritical CO<sub>2</sub> flowing in a microchannel heat sink with porous substrates, *Case Stud. Therm. Eng.*, 61, 105028.
- [20] H. Dai, Y. Liu, (2024) Hydrothermal analysis of parallel and symmetric microchannels with phase change slurry and porous fin designs, *Int. J. Therm. Sci.*, 203, 109142.
- [21] D.A. Nield, A. Bejan, (2006) *Convection in Porous Media*, Springer.
- [22] A. Shahsavari, M. Rashidi, M.M. Mosghani, D. Toghray, P. Talebizadehsardari, (2020) A numerical investigation on the influence of nanoadditive shape on the natural convection and entropy generation inside a rectangle-shaped finned concentric annulus filled with boehmite alumina nanofluid using two-phase mixture model, *J. Therm. Anal. Calorim.*, 141(2), 915–930.
- [23] R. Karami, B. Kamkari, (2019) Investigation of the effect of inclination angle on the melting enhancement of phase change material in finned latent heat thermal storage units, *Appl. Therm. Eng.*, 146, 45–60.
- [24] M. Dehghan, M.S. Valipour, S. Saedodin, (2016) Microchannels enhanced by porous materials: heat transfer enhancement or pressure drop increment?, *Energy Convers. Manag.*, 110, 22–32.
- [25] M. Dehghan, M.S. Valipour, S. Saedodin, Y. Mahmoudi, (2016) Investigation of forced convection through entrance region of a porous-filled microchannel: an analytical study based on the scale analysis, *Appl. Therm. Eng.*, 99, 446–454.
- [26] M. Dehghan, Z. Azari Nesaz, A. Pourrajabian, S. Rashidi, (2021) On the forced convective flow inside thermal collectors enhanced by porous media: from macro to micro-channels, *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, 31(8), 2462–2483.
- [27] S.D. Farahani, A.D. Farahani, E. Hajian, (2021) Effect of PCM and porous media/nanofluid on the thermal efficiency of microchannel heat sinks, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 127, 105546.
- [28] T.L. Bergman, A.S. Lavine, F.P. Incropera, D.P. DeWitt, (2021) *Introduction to Heat Transfer*, John Wiley & Sons.
- [29] R.J. Phillips, (1988) Microchannel heat sinks, *Lincoln Lab. J.*, 1(1) 31–48.
- [30] S.E. Ghasemi, A. Ranjbar, M. Hosseini, (2017) Experimental and numerical investigation of circular minichannel heat sinks with various hydraulic diameter for electronic cooling application, *Microelectron. Reliab.*, 73, 97–105.
- [8] D. Jing, L. He, (2019) Numerical studies on the hydraulic and thermal performances of microchannels with different cross-sectional shapes, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 143, 118604.
- [9] A. Moradikazerouni, M. Afrand, J. Alsarraf, O. Mahian, S. Wongwises, M.-D. Tran, (2019) Comparison of the effect of five different entrance channel shapes of a micro-channel heat sink in forced convection with application to cooling a supercomputer circuit board, *Appl. Therm. Eng.*, 150, 1078–1089.
- [10] A. Ghahremannezhad, K. Vafai, (2018) Thermal and hydraulic performance enhancement of microchannel heat sinks utilizing porous substrates, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 122, 1313–1326.
- [11] S.B. Beni, A. Bahrami, M.R. Salimpour, (2017) Design of novel geometries for microchannel heat sinks used for cooling diode lasers, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 112, 689–698.
- [12] Q. Long, Q. Wang, Y. Mao, J. Gu, L. Wang, Y. He, (2023) Thermal performance of a laser-diode end-pumped Nd:YVO<sub>4</sub> slab crystal cooled by a pair of microchannel heat sinks, *Int. J. Therm. Sci.*, 194, 108547.
- [13] S.H. Kim, H.-C. Shin, S.-M. Kim, (2019) Numerical study on cooling performance of hybrid micro-channel/micro-jet-impingement heat sink, *J. Mech. Sci. Technol.*, 33, 3555–3562.
- [14] M. Peng, L. Chen, W. Ji, W. Tao, (2020) Numerical study on flow and heat transfer in a multi-jet microchannel heat sink, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 157, 119982.
- [15] C. Wang, L. Wang, B. Sundén, (2015) A novel control of jet impingement heat transfer in cross-flow by a vortex generator pair, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 88, 82–90.
- [16] K. Dhuper, L. Kumar, S. Duttagupta, (2024) Thermal Optimization of MCHS with Conical Microfins using Non Dominating Sorting Genetic Algorithm (NSGA-II), in: *Proc. 27th Natl. 5th Int. ISHMT-ASTFE Heat Mass Transf. Conf.*, IIT Patna, India, Begel House Inc.
- [17] F. Althoey, S.Q. Salih, P.K. Singh, A. Shawabkeh, S. Alkhalaf, F.S. Alharbi, S. Abdullaev, Y. Elmasry, A. Deifalla, (2024) Overall efficiency increment in a pin-fin microchannel heat sink using response surface methodology and Pareto optimization, *Case Stud. Therm. Eng.*, 53, 103855.
- [18] H. Dai, Y. Liu, (2024) Field synergy analysis on thermal-hydraulic behavior of phase change slurry in porous microchannel heat sink with graded porosity configuration, *Appl. Therm. Eng.*, 246, 122904.