

تحلیل عددی تأثیر میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موجی بر عملکرد مینی کانال چاه حرارتی مارپیچی-حلزونی

این پژوهش به بررسی عددی تأثیر افزودن میکرودرنده‌های هیدروفویل و دیواره‌های موجی شکل به یک مینی کانال چاه حرارتی مارپیچی-حلزونی از نظر هیدرودینامیکی و حرارتی پرداخته است. شبیه‌سازی‌ها با استفاده از نرم افزار انسیس فلونت و روش حجم محدود انجام شده و شامل حالت‌های مختلف مینی کانال با هندسه مارپیچی-حلزونی و میکرودرنده‌های هیدروفویل در جریان آرام و در بازه عدد رینولدز ۸۳۱ تا ۱۳۲۹ است. نتایج نشان می‌دهد که تغییر در هندسه مارپیچی-حلزونی باعث تغییر کمی در افت فشار و افزایش عدد ناسلت میانگین تا ۳۴/۴٪ می‌شود. افزودن میکرودرنده‌های هیدروفویل و دیواره‌های موجی شکل موجب افزایش عدد ناسلت میانگین تا ۱۲۵/۷٪ و بهبود عملکرد کلی تا ۶۹/۸٪ نسبت به هندسه مارپیچی ساده شده است.

مه‌دی سپهری^۱
دانشجوی دکتری

قنبرعلی شیخ‌زاده^۲
استاد

مصطفی محبوبی^۳
دانشجوی دکتری

مجید نیکفر^۴
استادیار

واژه‌های راهنما: مینی کانال چاه حرارتی، دینامیک سیالات محاسباتی، میکرودرنده، بهبود انتقال حرارت

۱- مقدمه

با افزایش چشمگیر تقاضا برای تجهیزات الکترونیکی کوچک، تلاش‌های گسترده‌ای برای توسعه سیستم‌های خنک‌کننده کارآمد در مقیاس کوچک انجام شده است. همچنین، حفظ یکنواختی دمای سطح این تجهیزات به عنوان یک عامل مؤثر در افزایش عمر مفید آن‌ها شناخته می‌شود [۱]. تاکنون روش‌های متعددی برای دفع گرما از سطوح داغ الکترونیکی مورد مطالعه قرار گرفته‌اند.

^۱ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران، m.sephri@grad.kashanu.ac.ir
^۲ نویسنده مسئول، استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران، sheikhz@kashanu.ac.ir
^۳ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران، mahboobi@grad.kashanu.ac.ir
^۴ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران، nikfar@kashanu.ac.ir

یکی از روش‌های مورد توجه، استفاده از مینی/میکروکانال‌های چاه حرارتی است^۱ که به دلیل داشتن نسبت سطح به حجم بالا، ضریب انتقال حرارت مناسب، مقاومت حرارتی کم و تراکم بالا مورد توجه قرار گرفته‌اند [۲]. مینی/میکروکانال‌های چاه حرارتی با هدف خنک‌سازی تجهیزات الکترونیکی طراحی شده‌اند.

ژو و همکاران [۳] در پژوهشی جامع به بررسی مطالعات انجام‌شده در این زمینه پرداخته‌اند. آن‌ها انتقال حرارت در شرایط تک‌فاز، دوفاز و نانوسیال را در یک میکروکانال بررسی کرده و تأثیر عواملی مانند قطر، نسبت ابعاد، شکل و ساختار، زبری سطح، و عوامل داخلی و خارجی و سطح مقطع میکروکانال بر عملکرد انتقال حرارت و افت فشار را تحلیل کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که میکروکانال‌های چاه حرارتی پتانسیل بالایی برای خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی دارند؛ لذا پیشنهاد کردند که برای ارزیابی عملکرد آن‌ها، استانداردهای طراحی، روش‌های آزمایشی و شبیه‌سازی‌های عددی به کار گرفته شود. تاکنون، روش‌های مختلفی برای بهبود انتقال حرارت در این سیستم‌ها مطالعه شده‌اند و در ادامه یکی از روش‌های برجسته که موضوع پژوهش حاضر است، مورد بررسی قرار می‌گیرد.

هندسه مینی/میکروکانال‌های چاه حرارتی تأثیر زیادی بر عملکرد حرارتی و هیدرولیکی آن‌ها دارد. تحقیقات زیادی در ارتباط با اصلاح هندسه مینی/میکروکانال‌های چاه حرارتی انجام شده است. این پژوهش‌ها، از مطالعات اولیه بر روی کانال‌های مستطیلی شکل با نسبت منبری^۲ بالا تا بهینه‌سازی هندسه‌های پیچیده‌تر در سال‌های اخیر را در بر می‌گیرند. به عنوان مثال، تحقیقاتی روی کانال‌های سینوسی، دنده‌های داخلی^۳ و پره‌های پین-شکل^۴ انجام شده است که هر کدام توانسته‌اند عملکرد انتقال حرارت را با افت فشار مناسب بهبود بخشند. این اصلاحات هندسی به بهبود عملکرد این سیستم‌ها در کاربردهای مدرن کمک کرده‌اند [۴].

قاسمی و همکاران [۵] عملکرد حرارتی و هیدرولیکی مینی کانال چاه حرارتی با قطرهای مختلف (۴، ۶ و ۸ میلی‌متر) را بررسی کردند و نشان دادند که افزایش قطر کانال، افت فشار را کاهش می‌دهد و قطر ۴ میلی‌متر بهترین عملکرد حرارتی را دارد. شبیه‌سازی عددی با روش حجم محدود نیز با نتایج تجربی هم‌راستا است و بهینه‌سازی برای بهبود ضریب انتقال حرارت در محدوده مناسب افت فشار انجام شده است.

سلیمانی کوتانایی و همکاران [۶] تحلیل عددی میکروکانال‌های چاه حرارتی با میکروکانال‌های عرضی را انجام داده‌اند و یافته‌هایشان نشان می‌دهد که کاهش ارتفاع میکروکانال و افزایش تعداد آن‌ها، موجب افزایش عدد ناسلت و افت فشار می‌شود.

اودین و سیفات [۷] ویژگی‌های حرارتی و هیدرولیکی میکروکانال چاه حرارتی با اشکال مختلف کانال ثانویه (مستطیلی، مایل و منحنی) بررسی نموده و با میکروکانال چاه حرارتی سنتی مقایسه نموده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که در جریان موازی بهبود قابل توجهی مشاهده نمی‌شود؛ اما در حالت جریان متقابل، عدد ناسلت افزایش و مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد. بالاترین ضریب ارزیابی عملکرد^۵ برابر با ۱/۶۹ برای کانال ثانویه مستقیم به دست آمد، در حالی که مقدار آن برای سایر اشکال به ترتیب ۱/۵۶ و ۱/۵۳ بودند. برای بهبود انتقال

¹ Mini/micro-channel heat sink

² Aspect ratio

³ Internal rib

⁴ Pin-fin

⁵ Performance Evaluation Coefficient (PEC)

حرارت، برخی از محققان نوآوری‌هایی نظیر افزودن پره‌های داخلی، دنده‌ها و تغییر مسیر مستقیم میکروکانال به مسیر منحنی را مورد بررسی قرار داده‌اند.

چای و همکاران [۸] انواع مختلف دنده‌ها را که در فاصله‌های معینی از دیواره کناری قرار داشتند بررسی کرده و به این نتیجه رسیدند که در شرایط عدد رینولدز کمتر از ۳۵۰، دنده‌های مثلثی پیشرو^۱ عملکرد بهتری دارند و دنده‌های مستطیلی ضعیف‌ترین عملکرد را نشان می‌دهند.

غنی و همکاران [۹] کاهش چشمگیری در افت فشار در میکروکانال چاه حرارتی مجهز به دنده‌های مستطیلی و کانال‌های سینوسی مشاهده کردند. یافته‌های آن‌ها نشان داد که دنده‌ها با برهم زدن لایه مرزی حرارتی، انتقال حرارت را بهبود می‌بخشند.

حسین [۱۰] به بهبود عملکرد مینی کانال چاه حرارتی چندکاناله پرداخته است. در این مطالعه با اصلاح توزیع جریان و استفاده از پره‌های مربعی، انتقال حرارت بهبود یافته است. طراحی جدید با پره‌های مربعی بیشترین بهبود را داشته و ضریب عملکرد ۲/۲۱ و مقاومت حرارتی ۰/۱۰۵۲ را نشان می‌دهد.

خدیر [۱۱] به بررسی عملکرد مینی کانال‌ها برای خنک‌سازی با تمرکز بر استفاده از پره‌های مختلف در ورودی پرداخته است. سه نوع پره با مقاطع بیضوی، دایره‌ای و V شکل از نظر توزیع یکنواخت سرعت و کاهش دمای سطح چاه حرارتی بررسی شدند. بهترین عملکرد با پره‌های بیضوی و نسبت قطر ۲ به دست آمد.

داتا و همکاران [۱۲] یک نوآوری در طراحی را برای میکروکانال چاه حرارتی مستطیلی بررسی کردند که شامل ترکیب حفره‌های دوزنقه‌ای^۲ و چهار نوع دنده‌ی داخلی^۳ است. نتایج نشان می‌دهد که بهترین عملکرد حرارتی با دنده‌های الماسی و بالاترین تولید آنتروپی با دنده‌های مثلثی معکوس حاصل می‌شود. ساختار دنده‌های الماسی به عنوان بهترین ساختار با بیشترین عملکرد حرارتی در عدد رینولدز ۳۲۸ شناخته شده است. در این حالت، عرض حفره‌ها ۰/۷۵ برابر عرض میکروکانال و طول آن‌ها ۰/۴۵۴ برابر طول کل میکروکانال است.

ژو و همکاران [۱۳] تأثیر اشکال مختلف شیارها^۴ بر جریان آرام و انتقال حرارت در میکروکانال چاه حرارتی بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهد که وجود شیارها باعث تشکیل گردابه‌ها، بهبود انتقال حرارت و کاهش مقاومت جریان می‌شود. شیارهای قطره‌آبی^۵ کمترین افت فشار را در اعداد رینولدز پایین دارند؛ در حالی که شیارهای مثلثی بالاترین عدد ناسلت و بازده حرارتی را باعث می‌شوند. کانال‌های شیاردار نسبت به کانال‌های صاف عملکرد حرارتی بهتری نشان می‌دهند؛ به‌ویژه در کانال‌های مثلثی که بهترین عملکرد کلی را دارند.

مطالعه بر روی میکروکانال‌های پیچیده با ترکیب شیارهای پروانه‌ای شکل^۶ و دنده‌های مثلثی تراش‌خورده^۷ توسط وانگ و همکاران [۱۴] نشان داد که این طراحی به کاهش افت فشار و بهبود عملکرد کلی میکروکانال‌ها کمک می‌کند. شبیه‌سازی‌های عددی در بازه عدد رینولدز ۱۳۲/۶۶ تا ۹۲۸/۶۳ نشان داد که پدیده‌های جدید جریان در حالت دنده‌های مثلثی تراش‌خورده موجب افزایش اختلاط سیالات و بهبود چشمگیر انتقال حرارت

¹ Forward triangular ribs

² Trapezoidal cavities (TRC)

³ Rectangular (RR), Backward Triangular (BTR), Forward Triangular (FTR), Diamond (DR)

⁴ Groove shapes

⁵ Water-droplet

⁶ Fan-shaped grooves

⁷ Triangular Truncated Ribs (TRI)

می‌شود. با توان پمپاژ ۰/۰۳۴۲۴، ضریب عملکرد عدد ناسلت^۱ به مقدار ۱/۰۸۱ رسید. اختلال در جریان و برهم زدن لایه مرزی عوامل کلیدی در بهبود انتقال حرارت هستند. همچنین تأثیر تعداد ترکیب‌های لبه‌های حفره‌ای، ارتفاع و جهت لبه‌های تراش‌خورده و فاصله نسبی بین لبه‌ها بر افت فشار و ظرفیت انتقال حرارت بررسی شده و بهینه‌سازی ترکیب‌های لبه‌های حفره‌ای را پیشنهاد می‌کند. عملکرد هیدرولیکی-حرارتی مبدل‌های حرارتی میکروکانال با سه نوع شیار پلکانی دولایه‌ای^۲ (مستطیلی، ذوزنقه‌ای و مثلثی) توسط لیو و همکاران [۱۵] بررسی شده است. نتایج آنها نشان داده است که عدد ناسلت در میکروکانال‌های با شیارهای مثلثی تا ۲/۳ برابر بیشتر از کانال مستقیم است و این ساختارها نسبت به کانال‌های مستقیم عملکرد بهتری دارد. در این ساختار، مقاومت حرارتی پایین‌ترین مقدار و ضریب ارزیابی عملکرد بالاترین مقدار برابر با ۱/۶۱ را در بین تمامی ساختارها دارد. به‌طور کلی، ساختار شیار پلکانی دولایه‌ای می‌تواند به‌طور مؤثری دفع حرارت را افزایش دهد.

لی و همکاران [۱۶] میکروکانال جدید با ساختار لبه‌های مایل، شیارهای بیضوی با لبه‌های چهارگوش^۳ طراحی و شبیه‌سازی کردند تا نیازهای دفع حرارت دستگاه‌های الکترونیکی با جریان حرارتی بالا را برآورده کنند. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که این طراحی باعث کاهش ۵۲/۳٪ دما در سطح منبع حرارت، کاهش ۶۶/۶٪ مقاومت حرارتی و افزایش ۱۳۱٪ عدد ناسلت و ۷۶/۸٪ یکنواختی دما می‌شود. همچنین معیار ارزیابی عملکرد به ۱/۱۷۹ افزایش یافته است.

الحسنی و فریگاه [۱۷] تأثیر افزودن جریان‌های ثانویه با زوایای مختلف و پره‌های پین‌شکل را بر عملکرد هیدرودینامیکی-حرارتی مینی کانال چاه حرارتی بررسی کرده‌اند. نتایج نشان داد که افزودن پره‌های پین‌شکل، عملکرد هیدرودینامیکی-حرارتی را تا ۷۹٪ نسبت به حالت اولیه بهبود می‌بخشد. در سال‌های اخیر توجه زیادی به استفاده از مینی/میکروکانال‌های چاه حرارتی مارپیچ^۴ جلب شده است. این کانال‌ها به دلیل طولانی‌تر کردن مسیر جریان و افزایش سطح انتقال حرارت، عملکرد بهتری نسبت به کانال‌های مستقیم دارند. ژانگ و همکاران [۱۸] دریافته‌اند میکروکانال‌های موازی مستقیم مشکلاتی نظیر چگالی پایین جریان حرارت و توزیع غیر یکنواخت جریان دارند.

گرزین و همکاران [۱۹] یک طراحی جدید مارپیچی برای میکروکانال چاه حرارتی با هدف بهبود عملکرد خنک‌کردن مایع واحد پردازنده مرکزی^۵ به‌طور تجربی و عددی بررسی کردند. با استفاده از این طراحی، دمای صفحه پایه^۶ تا ۱۱/۲٪ کاهش و عدد ناسلت تا ۴/۲ برابر افزایش یافت. همچنین، مقاومت حرارتی در این مبدل جدید کاهش یافته و با افزایش دبی جرمی، بهبود بیشتری مشاهده شده است. عملکرد حرارتی بهتری در مقایسه با طراحی‌های مستقیم حاصل شد. یک میکروکانال چاه حرارتی جدید با شیارهای مارپیچ وارد شونده^۷ برای خنک‌کردن سلول‌های فتوولتائیک با تمرکز بالا^۸ توسط چن و همکاران [۲۰] توسعه داده شده است.

¹ Nusselt number performance factor

² Double-layered staggered grooves

³ Slant rib-elliptical groove-quatrefoil rib

⁴ Serpentine Mini/Micro Channel Heat Sink (SMCHS)

⁵ Central Processing Unit (CPU)

⁶ Baseplate temperature

⁷ Serpentine reentrant microchannel

⁸ High concentration photovoltaic cell

این طراحی بهبود چشمگیری در کاهش دما و افزایش یکنواختی دما نسبت به چاه حرارتی پره‌دار ارائه می‌دهد. همچنین، قدرت خروجی تا ۱۱۵٪ و بازده الکتریکی تا ۲۰٪ افزایش یافته است. شیارهای مارپیچ همچنین عملکرد بهتری نسبت به ماژول‌های با شیارهای موازی (مستقیم) وارد شونده دارد.

طراحی جدیدی از مبدل حرارتی میکروکانال با دیواره‌های موجی سینوسی و سینوسی مطلق^۱ با بدون نانوسپال توسط امیری و همکاران [۲۱] بررسی شده است. نتایج نشان داد که کانال‌های سینوسی مطلق به طور قابل توجهی عملکرد بهتری در انتقال حرارت نسبت به میکروکانال‌های مستقیم دارند و تا ۱۶/۶٪ بهبود عملکرد نشان می‌دهند. با این حال، استفاده از تعداد زیاد دوره‌های سینوسی^۲ باعث کاهش بازده حرارتی می‌شود و بهینه‌ترین عملکرد با استفاده از یک طول موج سینوسی مطلق در طول کانال به دست می‌آید که ۳۵/۳٪ بهبود حرارتی نسبت به میکروکانال مستقیم دارد.

فن و همکاران [۲۲] با افزودن مینی کانال‌ها و شیارهای ثانویه یکطرفه^۳ به صفحه مارپیچی ساده، صفحه‌ای طراحی کردند که عملکرد بهتری دارد. با وجود کاهش کمی در عملکرد حرارتی، مصرف توان پمپ ۹۲/۶٪ کاهش و بازده خنک‌سازی ۱۲/۳۲ برابر افزایش یافته است. پارامترهای سرعت جریان و قطر کانال بیشترین تأثیر را بر عملکرد دارند، در حالی که زاویه کانال تأثیر چندانی ندارد.

مرور پژوهش‌های پیشین در حوزه مینی/میکروکانال‌های چاه حرارتی نشان می‌دهد که تغییرات هندسی در این سیستم‌ها، به ویژه استفاده از مسیرهای منحنی و مارپیچی، به طور فزاینده‌ای در سال‌های اخیر مورد توجه محققان قرار گرفته است. این بررسی‌ها نشان می‌دهند که اصلاحات ساختاری نظیر افزودن دنده‌ها و پره‌ها در داخل مینی/میکروکانال‌های چاه حرارتی همچنان یکی از موضوعات جذاب و فعال در این حوزه محسوب می‌شود. از آنجا که پژوهش‌ها به طور کلی تاکنون به تأثیر افزودن همزمان میکرو دنده‌های با هندسه‌های نوآورانه مانند هیدروفویل^۴ و دیواره‌های موجی شکل به مینی کانال‌های مارپیچی-حلزونی نپرداخته‌اند. بررسی این موضوع در مقاله حاضر می‌تواند به عنوان یک پژوهش نوآورانه و جدید تلقی شود و با پوشش این خلأ تحقیقاتی به بهبود عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی این سیستم‌ها کمک شایانی کند.

۲- توصیف مسئله

در مطالعه حاضر، پنج نوع مختلف از هندسه مینی کانال چاه حرارتی مارپیچی طبق شکل (۱-الف) مورد بررسی قرار می‌گیرد. ابعاد مینی کانال در تمامی موارد یکسان بوده و برابر با $۵ \times ۸۶ \times ۱۰۰$ میلی‌متر و ابعاد کانال جریان سیال نیز ۲×۴ میلی‌متر انتخاب شده است. حالت اول شامل هندسه استاندارد مینی کانال چاه حرارتی است. در حالی که حالت دوم شامل یک طرح جدید مارپیچی-حلزونی می‌باشد. در حالت سوم دیواره‌های کانال به صورت موج‌دار طراحی شده‌اند. حالت چهارم شامل اضافه شدن میکرو دنده‌های هیدروفویل به طرح است و نهایتاً حالت (۵) افزودن همزمان میکرو دنده و دیواره‌های موجی شکل را شامل می‌شود. در شکل (۱-ب) نیز ابعاد هندسی طرح نشان داده شده است.

¹ Absolute sinusoidal wavy walls

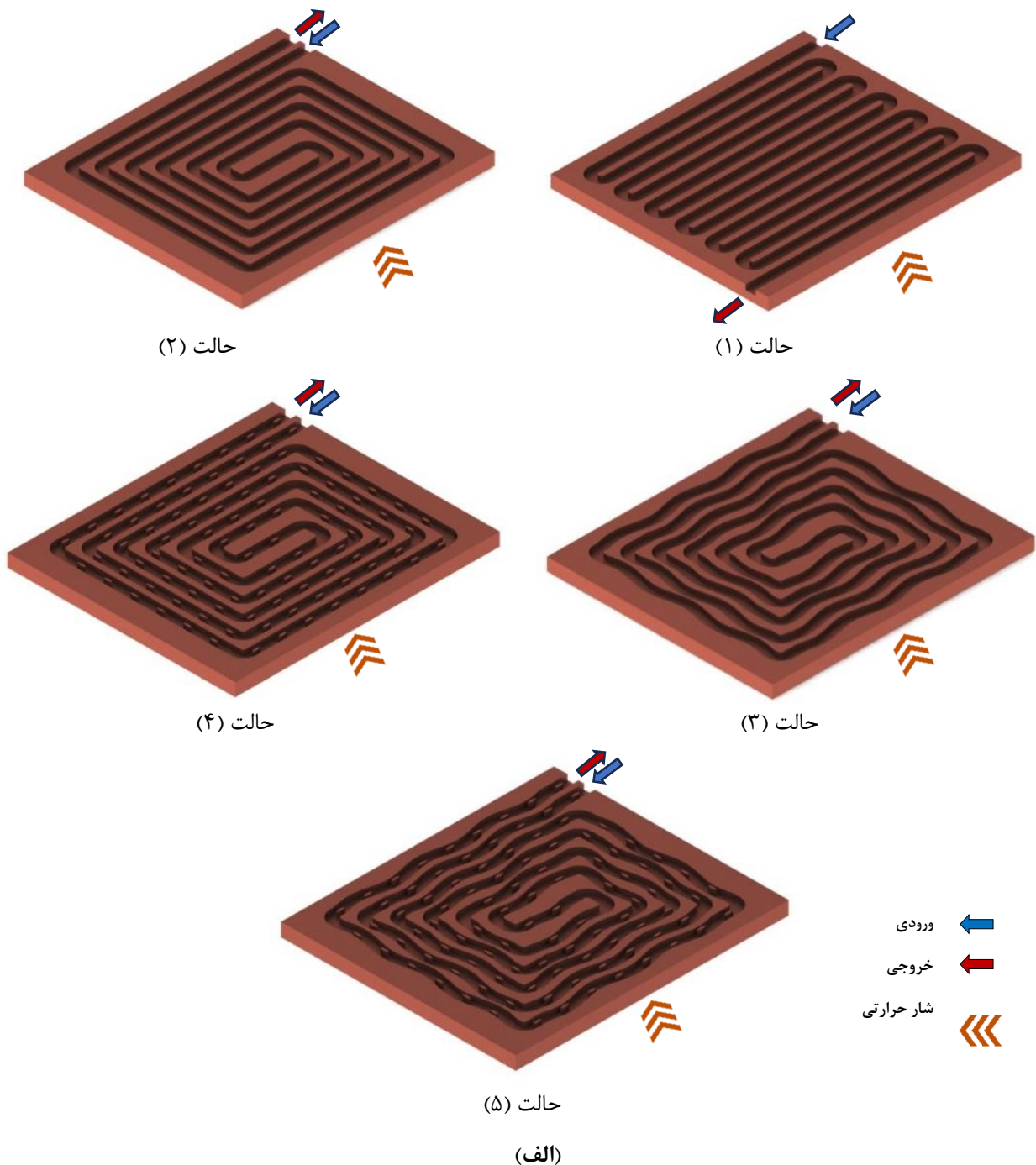
² Sinusoidal periods

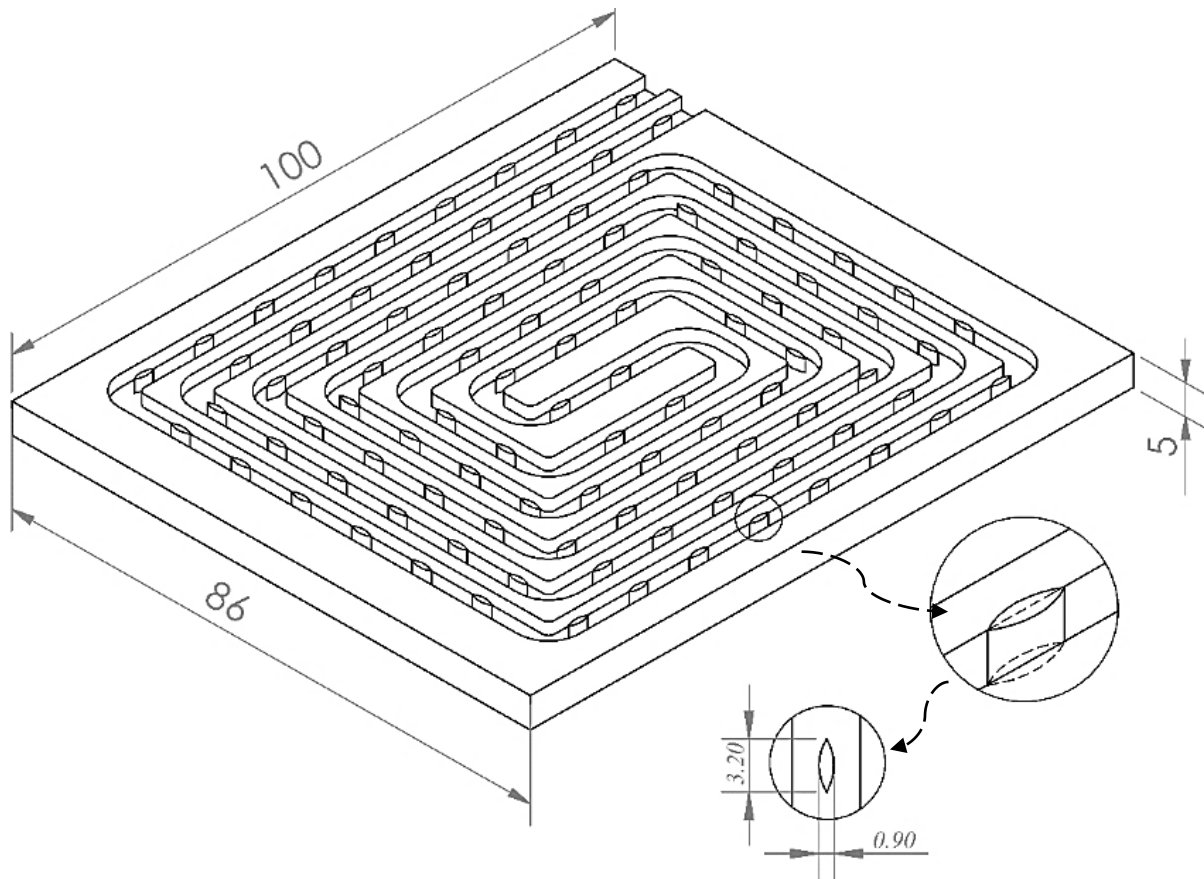
³ Unidirectional secondary channels and grooves

⁴ Hydrofoil micro-rib

۳- معادلات حاکم و شرایط مرزی

در این پژوهش، آب خالص با دمای اولیه ۳۰۰ کلوین و نرخ جریان جرمی معین ($0.0025 \text{ kg/s} - 0.004 \text{ kg/s}$) به مینی کانال وارد می‌شود. با جذب حرارت از سطح پایه مینی کانال چاه حرارتی، آب از خروجی با شرط مرزی فشار خروجی تخلیه می‌گردد. شکل (۱-الف) شرایط مرزی مربوط به ورودی، خروجی و سطح با شار حرارتی ثابت را برای تمامی حالات نمایش می‌دهد. سایر دیواره‌های مینی کانال به صورت عایق حرارتی فرض شده‌اند و در مرز بین دنده‌ها و سیال، شرط عدم لغزش و تعادل دمایی برقرار است. این مسئله با توجه به فرضیات زیر تحلیل شده است.





(ب)

شکل ۱- مینی کانال چاه حرارتی مارپیچ؛ (الف) حالت‌های مختلف هندسه مورد مطالعه در پژوهش حاضر، (ب) ابعاد هندسی مسئله برحسب میلی‌متر

۱. جریان آب آرام و تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته شده است.
 ۲. شبیه‌سازی به صورت سه‌بعدی و جریان به صورت تک‌فاز انجام شده است.
 ۳. اثرات گرانش و تابش نادیده گرفته شده‌اند.
 ۴. خواص سیال (آب خالص) ثابت فرض شده و مستقل از دما هستند.
- بر این اساس، معادلات اصلی شامل معادله پیوستگی، معادلات مومنوم و معادله انرژی عبارتند از:

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

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

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

که در آن، ρ_f ، μ_f و c_{pf} به ترتیب چگالی، لزجت دینامیکی و گرمای ویژه سیال بوده و همچنین T ، p و \vec{V} به ترتیب دما، فشار و بردار سرعت سیال است.

معادله حرارت حاکم بر میکرو دنده‌ها نیز عبارت است از:

$$k_s \nabla^2 T = 0 \quad (4)$$

که در آن k_s ضریب هدایت حرارتی ناحیه جامد است. پارامترهای بی‌بعد شامل عدد رینولدز و عدد ناسلت عبارتند از:

$$Re = \frac{\rho_f u_{in} D_h}{\mu_f} \quad (5)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D_h}{k_f} \quad (6)$$

که در آن، ضریب انتقال حرارت متوسط به شکل زیر محاسبه می‌شود [۲۳]:

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}_f c_{pf} (T_{out} - T_{in})}{A_{eff} (T_{base,avg} - T_{f,m})} \quad (7)$$

در روابط فوق، T_{in} ، T_{out} به ترتیب بیانگر نرخ جریان جرمی، دمای ورودی و خروجی آب می‌باشد و A_{eff} سطح مؤثر حرارتی می‌باشد. همچنین $T_{base,avg}$ ، دمای میانگین سطح پایه مینی کانال چاه حرارتی و $T_{f,m}$ دمای میانگین آب می‌باشد. قطر هیدرولیکی نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (8)$$

که A بیانگر مساحت مقطع میکرو کانال و P محیط خیس شده آن است. ضریب عملکرد کلی نیز برای ارزیابی ترموهیدرولیکی مینی کانال بصورت زیر تعریف می‌شود [۲۴]:

$$OPF = \frac{(\overline{Nu}/\overline{Nu}_0)}{(\Delta P/\Delta P_0)^{1/3}} \quad (9)$$

که در آن، \overline{Nu}_0 و ΔP_0 به عدد ناسلت میانگین و افت فشار در حالت مرجع (حالت (۱)) اشاره دارد. خواص ترموفیزیکی آب خالص و مس به عنوان جنس به کار رفته در مینی کانال چاه حرارتی در جدول (۱) آورده شده است.

جدول ۱- خواص ترموفیزیکی مواد

ردیف	ماده	چگالی (kg/m ³)	لزجت دینامیکی (kg/m.s)	ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)	گرمای ویژه (J/kg.K)
۱	آب خالص	۹۹۸/۲	۰/۰۰۱۰۰۳	۰/۶	۴۱۸۲
۲	مس	۸۹۷۸	-	۳۸۷/۶	۳۸۱

۴- روش حل عددی

برای انجام شبیه‌سازی، از نرم‌افزار تجاری انسیس فلونت استفاده شده است که بر پایه روش حجم محدود و الگوریتم سیمپل جهت کوپل میدان‌های سرعت و فشار عمل می‌کند. برای حل معادلات بقاء، از روش گسسته‌سازی مرتبه دوم^۱ با دقت بالا بهره گرفته شده است. مقادیر باقیمانده برای حل معادله پیوستگی برابر با 10^{-5} و برای معادلات مومنتوم و انرژی برابر با 10^{-6} در نظر گرفته شده است.

۵- شبکه‌بندی و استقلال حل از شبکه

دستیابی به شبکه محاسباتی با تعداد المان‌های مناسب از مهم‌ترین الزامات در یک پژوهش عددی است. افزایش تعداد المان‌ها دقت را افزایش می‌دهد؛ اما به همان نسبت زمان محاسبات را نیز طولانی‌تر می‌کند. بنابراین، باید توازنی بین این دو عامل برقرار شود. از شکل (۲) مشاهده می‌شود که با افزایش تعداد المان‌ها از ۴۹۶۲۵۴ به ۹۳۵۳۹۵، عدد ناسلت تنها حدود ۰/۳۷٪ و افت فشار حدود ۰/۲۸٪ تغییر کرده است. این تغییرات جزئی نشان می‌دهد که شبکه با ۴۹۶۲۵۴ المان انتخاب مناسبی می‌باشد. قابل ذکر است که شبکه مورد نظر با نرم‌افزار فلونت مشینگ^۲ و با استفاده از مش لانه‌زنبوری^۳ ایجاد شده است. این نوع مش، در مقایسه با سایر انواع مش، منجر به کاهش تعداد المان‌ها و در نتیجه کاهش زمان محاسبات شده است. در شکل (۳)، نمونه‌ای از شبکه‌بندی برای هندسه حالت (۵) نمایش داده شده است.

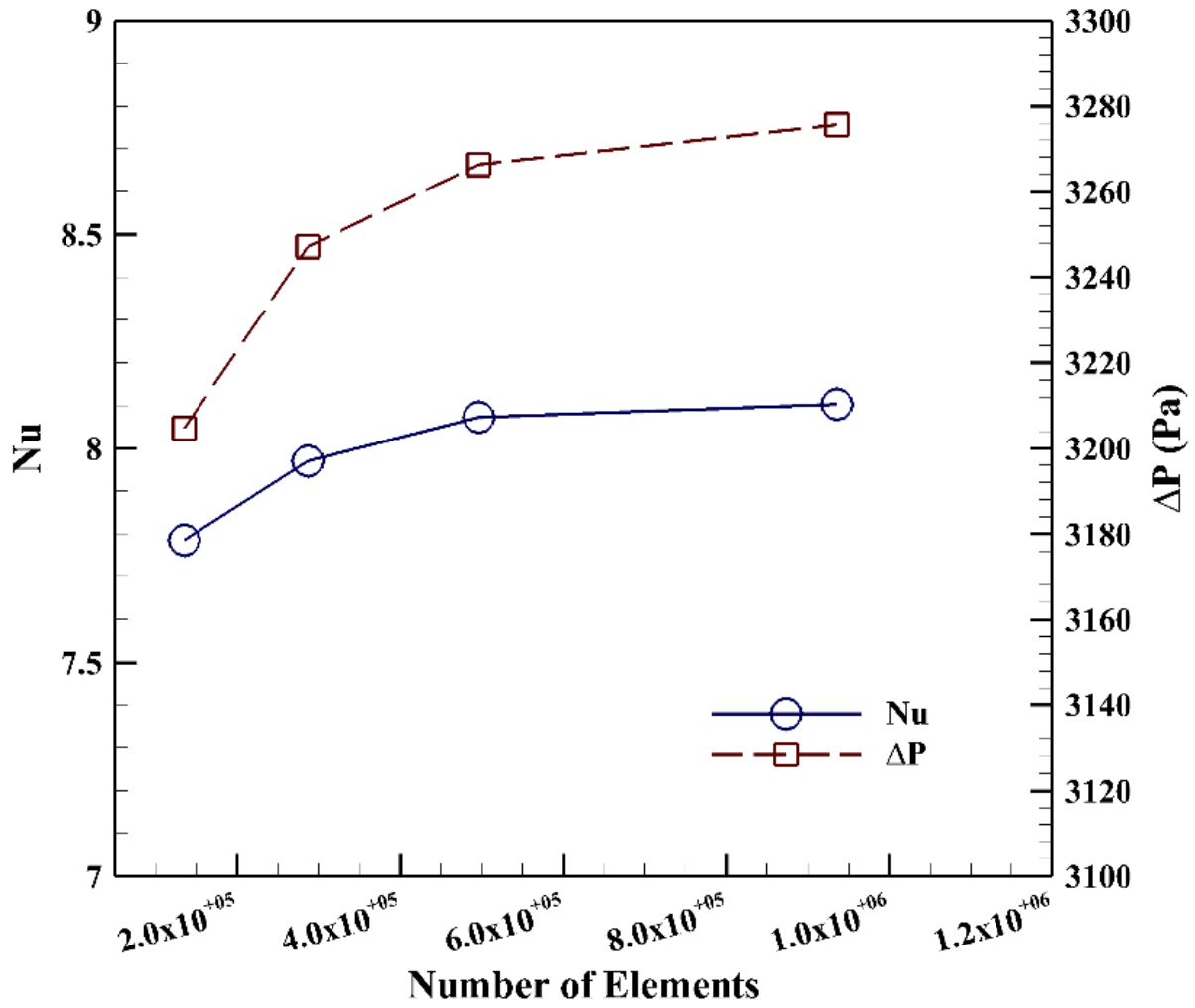
۵- اعتبارسنجی

برای اطمینان از دقت نتایج عددی حاصل از شبیه‌سازی، نتایج مربوط به مینی‌کانال در حالت (۱) به‌عنوان حالت مرجع با داده‌های تجربی پژوهش محمود و فریگاه [۲۴] در شکل (۴) مقایسه شده است. نتایج نشان می‌دهند که میانگین اختلاف بین نتایج عددی حاضر و داده‌های تجربی برای عدد ناسلت حدود ۰/۷٪ و برای افت فشار تقریباً ۱۳٪ است. با توجه به شرایط آزمایشگاهی و خطاهای احتمالی در روش‌های عددی، این میزان اختلاف منطقی و قابل قبول به نظر می‌رسد.

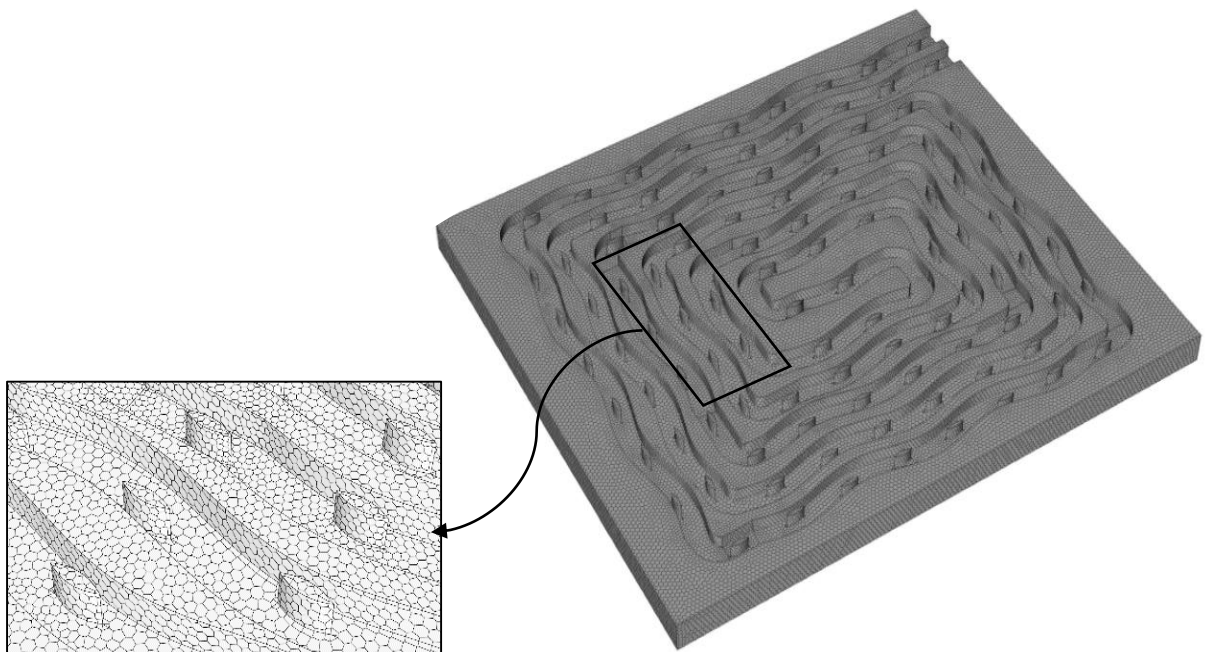
¹ Second order upwind

² Fluent meshing

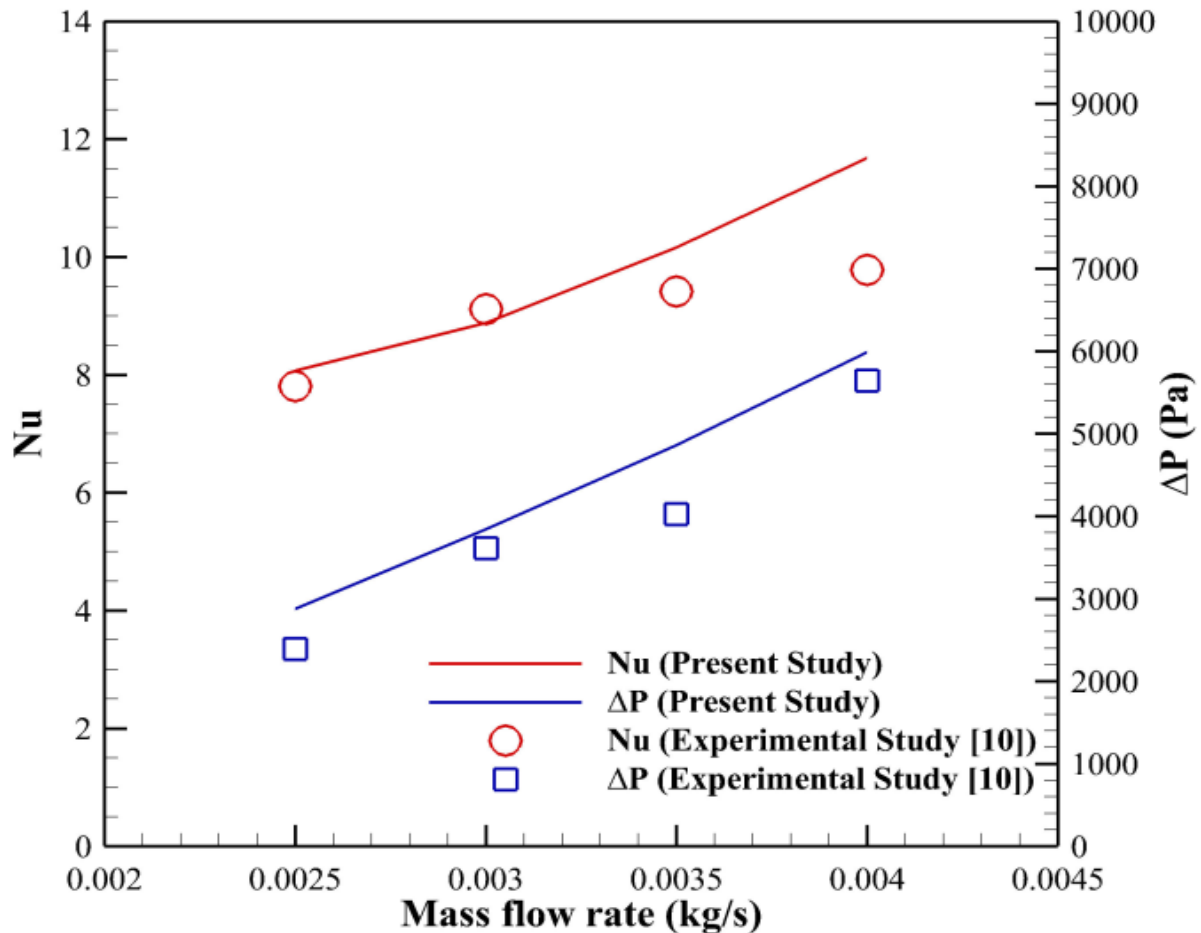
³ Polyhedral mesh



شکل ۲- نتایج بررسی استقلال حل از شبکه



شکل ۳- تصویر نمونه‌ای از شبکه‌بندی هندسه حالت (۵)

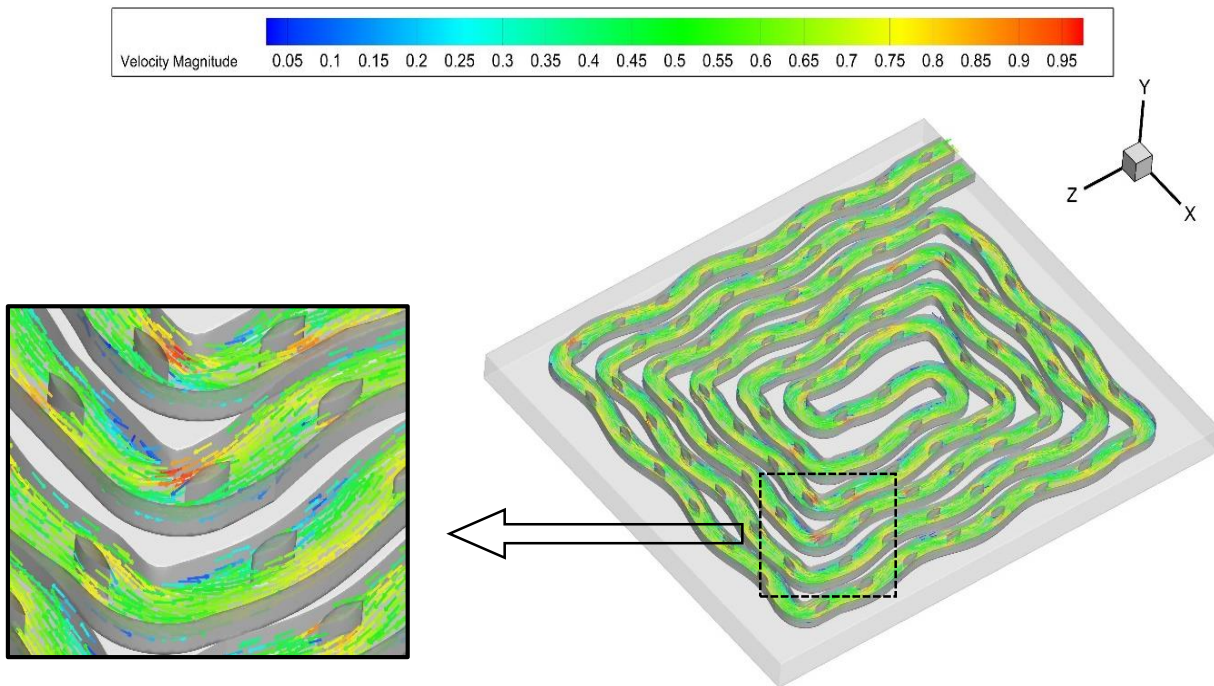


شکل ۴- اعتبارسنجی نتایج پژوهش حاضر با نتایج پژوهش محمود و فریگاه [۲۴]

۶- نتایج و بحث

در مینی‌کانال‌های چاه حرارتی، افزودن میکرودرنده‌ها و طراحی موج‌دار دیواره‌ها هر دو به عنوان رویکردهایی برای اختلاط بیشتر در جریان سیال به کار می‌روند. این موانع باعث تشکیل گردابه‌های موضعی و تقویت اختلاط در جریان سیال می‌شوند که به نوبه خود، انتقال حرارت را بهبود می‌بخشند. با این حال، افزایش افت فشار به عنوان یک نتیجه غیرقابل اجتناب از این تغییرات مطرح است. در این پژوهش، تأثیر هر یک از این تغییرات بر عملکرد حرارتی و افت فشار بررسی و تحلیل شده است و عملکرد کلی مینی‌کانال‌ها مورد ارزیابی قرار گرفته است. برای نمایش بهتر تأثیرات میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موج‌دار، میدان جریان سیال در حالت (۵)، در شکل (۵) نمایش داده شده است.

توزیع رنگ و جهت‌گیری بردارهای سرعت، به وضوح تغییرات جریان در این میدان را نشان می‌دهد و بیانگر اثرات ناشی از این اصلاحات هندسی است. همچنین، بررسی دقیق میدان جریان در حالت (۵) نشان می‌دهد که بردارهای سرعت در نزدیکی میکرودرنده‌ها دچار تغییرات شدید شده و نواحی با سرعت‌های پایین‌تر و گردابه‌های پایدار در نزدیکی این نواحی تشکیل می‌شوند. این تغییرات در بردارهای سرعت، نه تنها بر افت فشار تأثیرگذار است؛ بلکه توزیع دما و نرخ انتقال حرارت در طول مینی‌کانال را نیز تغییر می‌دهد. از این رو، استفاده از میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موجی باید با در نظر گرفتن این جنبه‌های مختلف عملکردی مورد بررسی و بهینه‌سازی قرار گیرد.



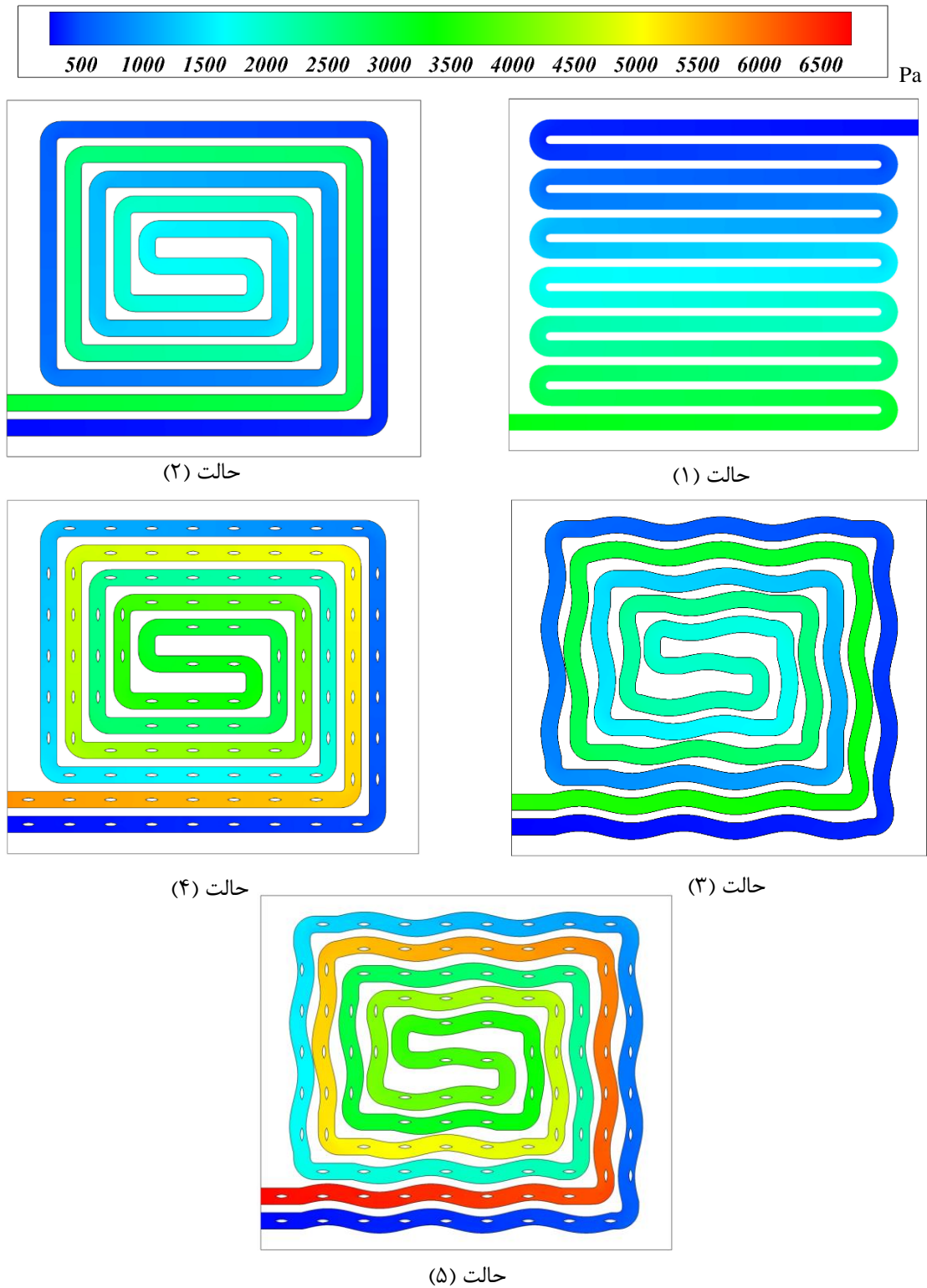
شکل ۵- بردار اندازه سرعت (m/s) بر روی صفحه $y = 0.004$ (m) در حالت ۵ در $Re = 1329$

در شکل (۶) کانتورهای فشار استاتیک برای حالات مختلف جریان درون مینی کانال ارائه شده است. همان طور که مشاهده می‌شود، تغییر مسیر جریان سیال و حتی موج‌دار کردن دیواره‌ها تأثیر قابل توجهی بر افت فشار نداشته و تغییرات در این پارامتر نسبتاً محدود باقی مانده است. این امر نشان می‌دهد که موجی کردن دیواره‌ها، علی‌رغم ایجاد گردابه‌ها و اختلاط بیشتر، باعث تغییرات ناچیزی در میزان افت فشار می‌شود. با این حال، هنگامی که میکروودنده‌ها به طرح اضافه می‌شوند، افت فشار به طور محسوسی افزایش می‌یابد و در حالت (۵) به بیشترین مقدار خود می‌رسد. این افزایش چشمگیر افت فشار ناشی از اثر موانعی است که میکروودنده‌ها در مسیر جریان سیال ایجاد می‌کنند.

در شکل (۷)، کانتور توزیع دما در حالت‌های مختلف بر روی سطح پایه نمایش داده شده است. با بررسی این کانتورها، می‌توان دریافت که تغییراتی که در مسیر جریان سیال مینی کانال اعمال شده است، تأثیر مثبتی بر یکنواختی توزیع دما در سطح پایه دارد. به عنوان مثال، مقایسه توزیع دما بین حالت (۱) و حالت (۲) نشان می‌دهد که با تغییر مسیر جریان سیال، یکنواختی توزیع دما در حالت (۲) بهبود یافته است. این بهبود یکنواختی باعث افزایش کارایی حرارتی سیستم و کاهش نقاط داغ^۱ می‌شود که به طور مستقیم بر عملکرد و طول عمر قطعات الکترونیکی متصل به این چاه حرارتی تأثیر می‌گذارد.

افزایش یکنواختی دما به معنای توزیع بهتر خنک‌کاری روی سطح است که از تجمع حرارت در نواحی خاص جلوگیری می‌کند. در سیستم‌های حرارتی، توزیع یکنواخت دما به ویژه برای خنک‌سازی قطعات الکترونیکی حیاتی است؛ زیرا تجمع حرارت در یک نقطه می‌تواند باعث داغ شدن بیش از حد آن بخش شده و منجر به آسیب دیدن یا کاهش عمر مفید آن قطعه شود. در نتیجه هرچه این توزیع یکنواخت‌تر باشد، خنک‌سازی مؤثرتر و پایدارتر خواهد بود.

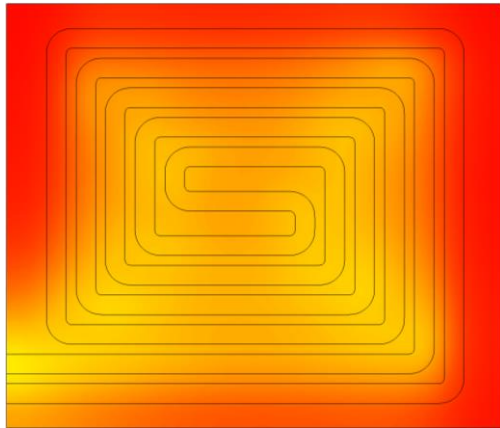
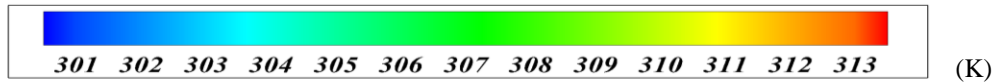
^۱ Hot spots



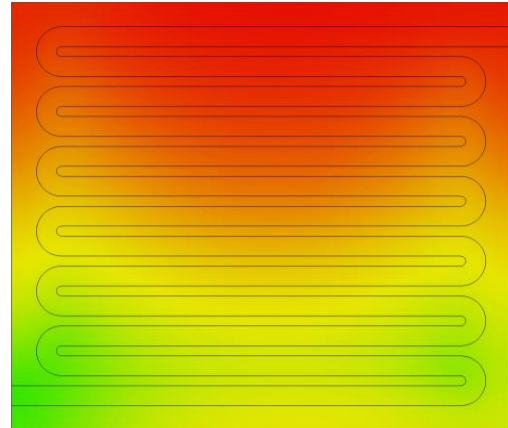
شکل ۶- کانتور فشار استاتیک در ناحیه سیالاتی مینی کانال چاه حرارتی در $Re = 831$

علاوه بر این، در سایر حالت‌ها نیز، بهبود توزیع دما مشاهده می‌شود. این بهبود عمدتاً ناشی از طراحی میکرودرندها و دیواره‌های موج‌دار است که باعث ایجاد جریان‌های گردابه‌ای و اختلاط بیشتر در سیال می‌شود. افزایش اختلاط در جریان سیال به معنای بهبود انتقال حرارت از سطح پایه به سیال است. میکرودرندها و

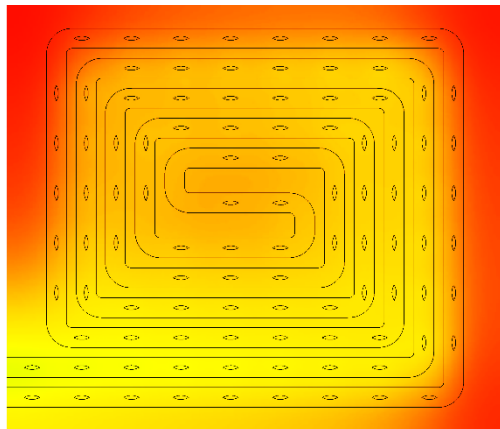
دیواره‌های موجی با افزایش سطح تماس بین سیال و دیواره‌های مینی‌کانال و ایجاد جریان‌های موضعی باعث می‌شوند که حرارت به صورت مؤثرتری از سطح پایه به سیال منتقل شود. این تغییرات هندسی همچنین موجب می‌شود که جریان سیال بهتر در طول مینی‌کانال پخش شود و تمامی بخش‌های سطح پایه به طور یکنواخت‌تر در معرض انتقال حرارت قرار گیرند.



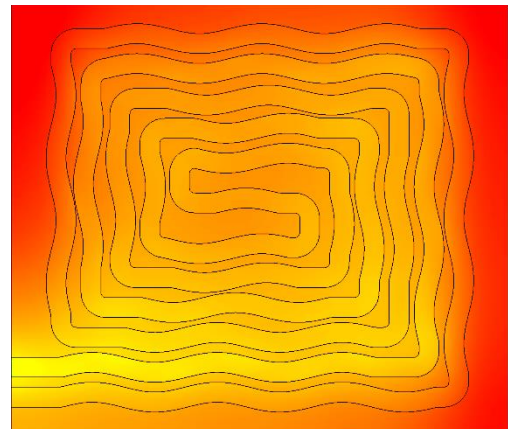
حالت (۲)



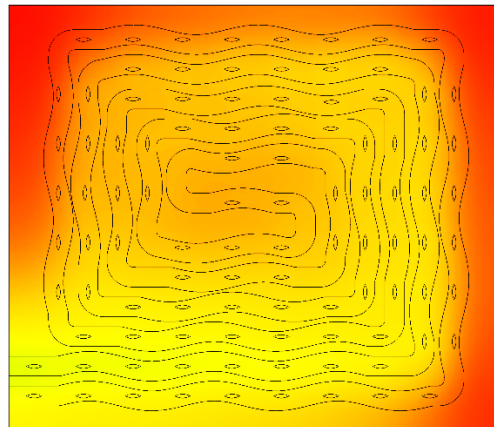
حالت (۱)



حالت (۴)

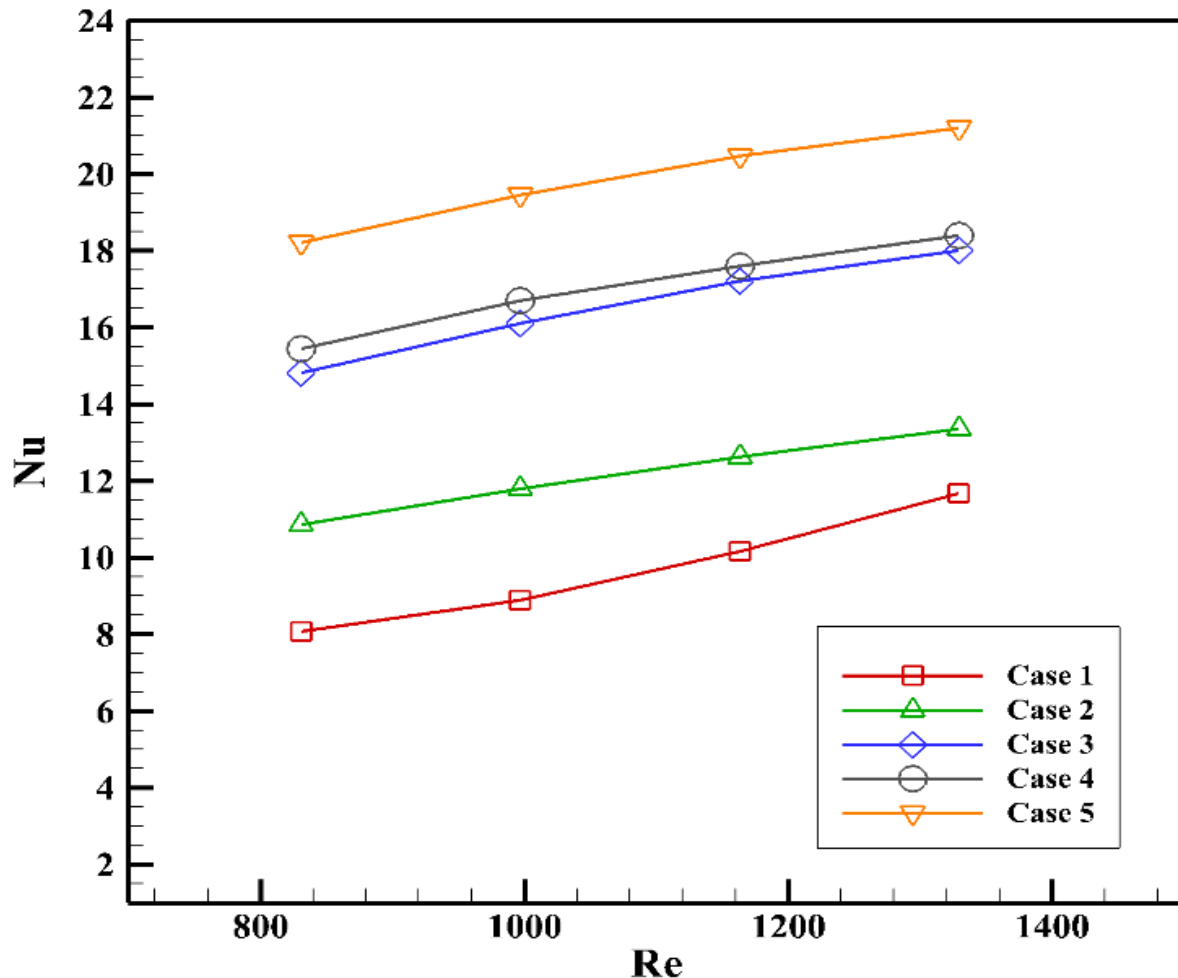


حالت (۳)



حالت ۵

شکل ۷- کانتور توزیع دما بر روی صفحه پایه مینی‌کانال چاه حرارتی در $Re = 831$



شکل ۸- تغییرات عدد ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در حالت‌های مختلف

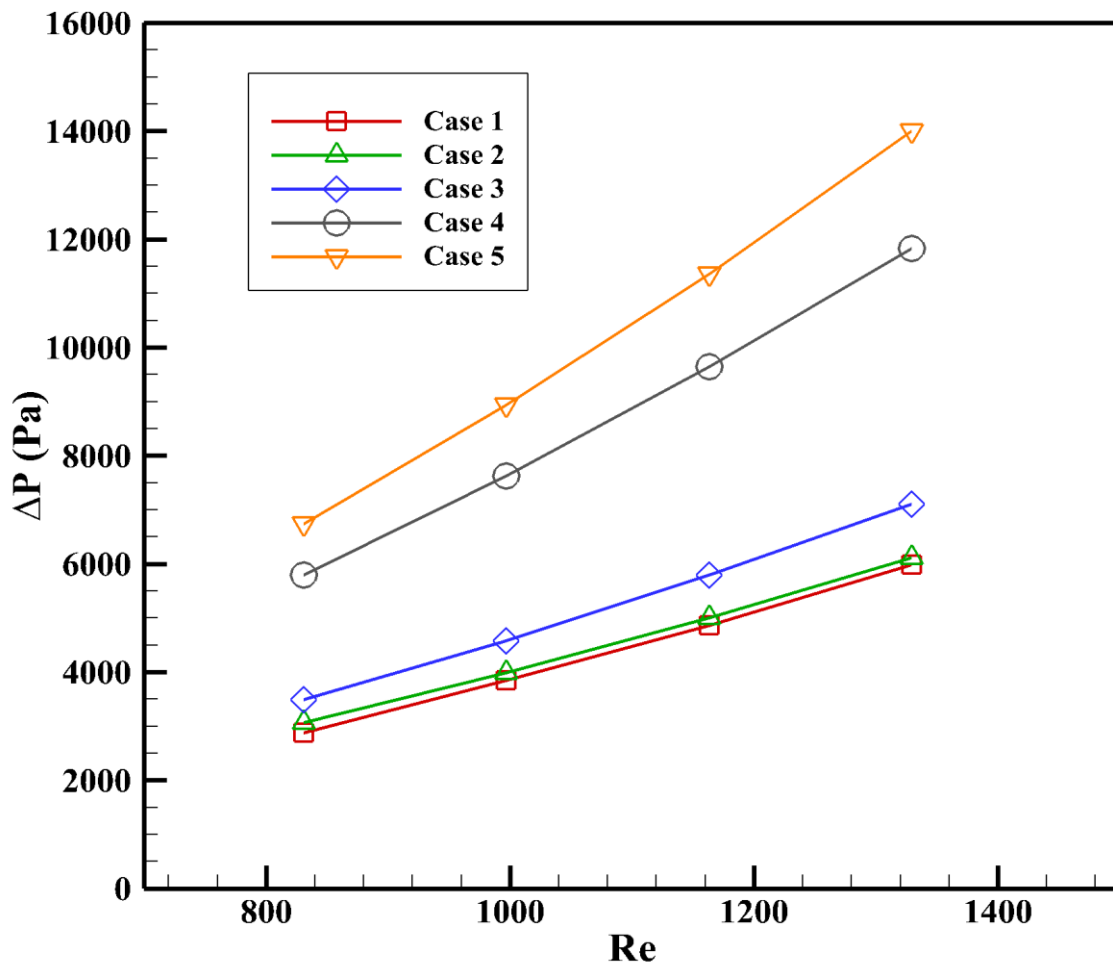
در حالت‌هایی که میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موجی به کار گرفته شده‌اند، بهبود عملکرد حرارتی بیش از دیگر حالت‌ها قابل مشاهده است. این تغییرات ساختاری باعث افزایش سطح انتقال حرارت مؤثر و بهبود یکنواختی توزیع دما می‌شوند. به طور خاص، میکرودرنده‌ها با ایجاد موانع در برابر جریان سیال و ایجاد آشفتگی موضعی، نقش مهمی در افزایش نرخ انتقال حرارت دارند. این افزایش آشفتگی و اختلاط جریان، تبادل حرارت بین سطح پایه و سیال را تسهیل کرده و منجر به بهبود کارایی حرارتی سیستم می‌شود.

به منظور ارزیابی عملکرد حرارتی مینی‌کانال چاه حرارتی در شرایط مختلف، عدد ناسلت میانگین در چهار عدد رینولدز متفاوت محاسبه شده و نتایج آن در شکل (۸) ارائه شده است. این تحلیل‌ها نشان می‌دهند که با افزایش عدد رینولدز در تمامی حالات، عدد ناسلت میانگین نیز افزایش می‌یابد. این افزایش به دلیل افزایش شدت جریان سیال و در نتیجه تقویت انتقال حرارت جابجائی است که در جریان سیال رخ می‌دهد.

با بررسی دقیق‌تر، نتایج نشان می‌دهد که با اضافه کردن تنها میکرودرنده‌ها به سیستم (حالت (۴))، افزایش میانگین عدد ناسلت در محدوده عدد رینولدز ۸۳۱ تا ۱۳۲۹ حدود ۳٪ بیشتر از حالتی است که دیواره‌ها موج‌دار شده‌اند (حالت (۳)). این پدیده نشان‌دهنده آن است که اضافه کردن میکرودرنده‌ها به واسطه تشکیل بیشتر گردابه‌های کوچک در مسیر جریان، اختلاط بیشتری در سیال ایجاد کرده و در نتیجه باعث بهبود اندکی بیشتر انتقال حرارت نسبت به موج‌دار کردن دیواره‌ها می‌شوند.

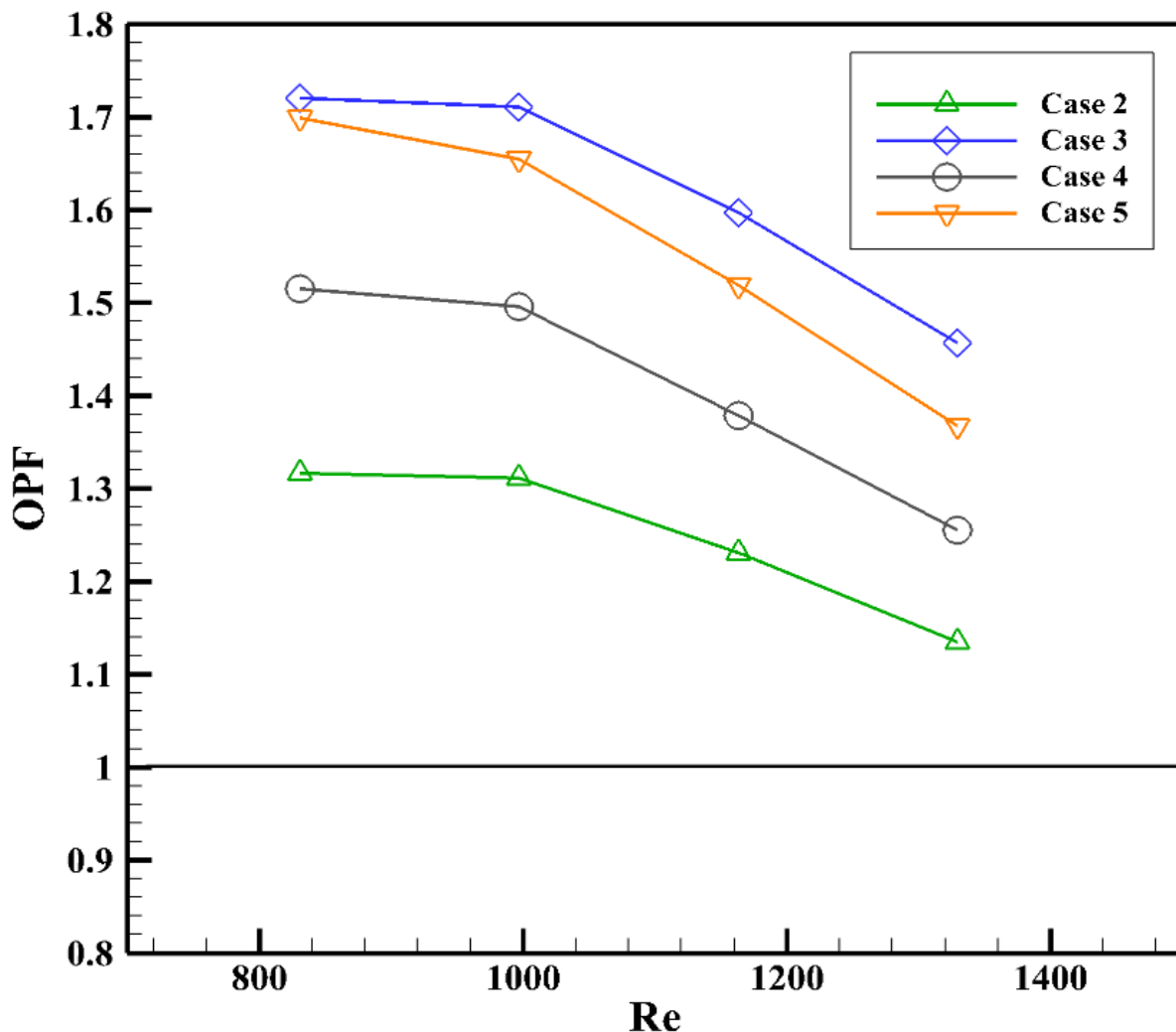
همچنین، استفاده همزمان از میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موجی (حالت (۵)) به بهترین عملکرد از نظر عدد ناسلت منجر شده است که در محدوده عدد رینولدز مورد مطالعه، عدد ناسلت به طور میانگین حدود $63/3\%$ بیشتر از حالت بدون میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موجی (حالت (۲)) و $104/6\%$ بیشتر از حالت پایه (حالت (۱)) است. در این حالت، میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موجی بطور همزمان باعث تأثیر گسترده‌تر و پیچیده‌تری در جریان سیال می‌شوند که بهبود قابل توجهی در انتقال حرارت را به دنبال دارد. این اثر در مقادیر بالاتر عدد رینولدز به اوج خود می‌رسد، به گونه‌ای که در عدد رینولدز بیشینه، بیشترین مقدار عدد ناسلت میانگین در حالت (۵) مشاهده شده است. این بهبود در حدود $81/5\%$ نسبت به حالت پایه (حالت (۱)) در شرایط مشابه می‌باشد.

مطابق با شکل (۹) به وضوح مشاهده می‌شود که افت فشار نیز با افزایش عدد رینولدز در تمام حالات افزایش می‌یابد. این تغییرات به دلیل افزایش سرعت و شدت جریان سیال و به تبع آن، افزایش مقاومت هیدرودینامیکی درون مینی‌کانال است. علی‌رغم اینکه در هندسه حالت (۲) نسبت به حالت (۱) بهبود در عدد ناسلت مشاهده شد، افت فشار در تمامی مقادیر عدد رینولدز تقریباً ثابت باقی می‌ماند. در حالت (۳)، که شامل موجی کردن دیواره‌ها است، افت فشار به میزان اندکی افزایش پیدا می‌کند، به طوری که در محدوده‌ی عدد رینولدز مورد مطالعه، افت فشار به صورت میانگین حدود $15/4\%$ نسبت به حالت (۲) افزایش پیدا کرده است.



شکل ۹- تغییرات افت فشار برحسب عدد رینولدز در حالت‌های مختلف

این افزایش مختصر ناشی از تغییرات جزئی در مقاومت جریان سیال به دلیل هندسه موج‌دار دیواره‌ها است که باعث ایجاد مقاومت هیدرودینامیکی کمی بیشتر می‌شود. با این حال افزودن میکرودرنده‌ها در حالت (۴) به طور قابل توجهی باعث افزایش افت فشار می‌شود، به طوری که به صورت میانگین افت فشار در این حالت حدود $92/2\%$ بیشتر از حالت (۲) شده است. این افزایش به دلیل ایجاد موانع بیشتر و اختلالات پیچیده‌تر در جریان سیال توسط میکرودرنده‌ها است که به مقاومت هیدرودینامیکی و افت فشار اضافی منجر می‌شود. بیشترین افزایش در افت فشار مربوط به حالت (۵) است که در آن از هر دو تکنیک، یعنی میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موج‌دار، به طور همزمان استفاده شده است. در این حالت، در بیشینه عدد رینولدز، افت فشار به میزان قابل توجهی افزایش یافته و حدود $133/9\%$ نسبت به حالت (۱) افزایش نشان می‌دهد. این افزایش چشمگیر افت فشار به دلیل ترکیب اثرات موانع و اختلالات ایجاد شده توسط هر دو تغییر هندسی است که منجر به افزایش شدید مقاومت هیدرودینامیکی و در نتیجه افت فشار می‌شود. برای ارزیابی عملکرد کلی حالات مختلف مینی‌کانال چاه حرارتی و مقایسه آن‌ها با حالت پایه (حالت (۱))، از ضریب عملکرد کلی استفاده شده است. این ضریب با توجه به عدد ناسلت میانگین و افت فشار برای حالت‌های (۲)، (۳)، (۴) و (۵) محاسبه و در شکل (۱۰) نمایش داده شده است.



شکل ۱۰- تغییرات ضریب عملکرد کلی برحسب عدد رینولدز در حالت‌های مختلف

تحلیل این شکل نشان می‌دهد که ضریب عملکرد کلی در تمامی حالات با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. این کاهش نشان‌دهنده این است که در اعداد رینولدز بالاتر، افزایش عدد ناسلت میانگین نسبت به افت فشار کمتر بوده و به همین دلیل، ضریب عملکرد کلی کاهش می‌یابد.

با وجود اینکه حالت (۵) که شامل هر دو تغییر هندسی (میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موج‌دار) است، به طور قابل توجهی عملکرد حرارتی بهتری را نسبت به سایر حالات نشان می‌دهد، ضریب عملکرد کلی حالت (۳) از تمامی حالات دیگر بالاتر است. این به این معناست که اگر هدف تنها افزایش عملکرد حرارتی باشد و افت فشار کمترین اهمیت را داشته باشد، استفاده همزمان از میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موج‌دار ممکن است توجیه‌پذیر باشد. اما در صورتی که کنترل افت فشار نیز به‌طور همزمان اهمیت داشته باشد، حالت (۳) که فقط شامل موج‌دار کردن دیواره‌ها است، بهینه‌تر به نظر می‌رسد.

به طور خاص بهترین عملکرد کلی از نظر هیدرودینامیکی-حرارتی در عدد رینولدز ۸۳۱ و در حالت (۳) بدست آمده است، که نشان‌دهنده افزایش حدود ۷۲٪ در عملکرد نسبت به حالت پایه (حالت (۱)) در عدد رینولدز مشابه است. این بهبود قابل توجه در ضریب عملکرد کلی در حالت (۳)، با در نظر گرفتن تعادل بین افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار، نشان‌دهنده کارایی بهینه در این شرایط است.

۷- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این پژوهش، هندسه نوینی از مینی کانال چاه حرارتی ماریچی - حلزونی با افزودن میکرودرنده‌های هیدروفویل و موجی کردن دیواره‌ها مورد مطالعه عددی قرار گرفت و تأثیر تغییرات هندسی بر عملکرد پارامترهای هیدرودینامیکی - حرارتی بررسی شد. براساس نتایج، موارد ذیل قابل ذکر است:

- بهترین عملکرد حرارتی مربوط به حالت (۵) است که در آن از هر دو تکنیک، یعنی میکرودرنده‌ها و دیواره‌های موج‌دار، به طور همزمان استفاده شده است؛ در این حالت عدد ناسلت به ترتیب ۸۱/۵٪ و ۱۲۵/۷٪ نسبت به حالت (۱) در اعداد رینولدز ۱۳۲۹ و ۸۳۱ افزایش یافته است.
- با وجود افزایش چشمگیر میانگین عدد ناسلت در هندسه جدید در حالت (۲) (مسیر ماریچی- حلزونی) نسبت به حالت پایه، افت فشار به مقدار ناچیزی افزایش داشته است. به صورتی که افزایش ضریب عملکرد کلی حالت (۲) نسبت به حالت (۱) به طور میانگین ۲۴/۸٪ بوده است.
- با موجی کردن دیواره‌های مینی‌کانال، نسبت افزایش میانگین عدد ناسلت به افزایش میانگین افت فشار، بسیار بالاتر است؛ به طوری‌که باعث شده حالت (۳) بهترین ضریب عملکرد کلی را در مقایسه با دیگر حالت‌ها داشته باشد.
- با افزودن میکرودرنده‌های هیدروفویل با و بدون دیواره‌های موجی شکل در حالت‌های (۴) و (۵) افت فشار بطور قابل توجهی افزایش می‌یابد؛ به طوری‌که افت فشار در حالت (۴) نسبت به حالت (۱) به ترتیب ۱۳۳/۹٪ و ۱۳۴/۵٪ در عدد رینولدز ۱۳۲۹ و ۸۳۱ افزایش یافته است.
- به طور کلی با توجه به مقایسه نتایج حالت‌های (۳) و (۴) می‌توان دریافت که موجی کردن دیواره‌ها اثر بهتری نسبت به افزودن میکرودرنده‌ها دارد؛ به طوری‌که ضریب عملکرد کلی حالت (۳) نسبت به حالت (۴) به طور میانگین تقریباً ۱۴/۹٪ بالاتر است.

- توزیع یکنواخت دمای سطح پایه در حالت (۵)، نسبت به دیگر حالت‌ها بهتر بوده است. به صورتی که کاهش دما در بیشتر قسمت‌های سطح به مقدار یکسان اتفاق افتاده است.
- در بین کلیه حالات مورد پژوهش، بهترین عملکرد هیدرودینامیکی - حرارتی در حالت (۳) و در پایین‌ترین عدد رینولدز ۸۳۱ بدست آمده است. به طوریکه حدود ۷۲٪ نسبت به حالت (۱) بهبود عملکرد حاصل شده است.

مراجع

- [1] Z. H. Saadoon, F. H. Ali, H. K. Hamzah, A. M. Abed, and M. Hatami, "Improving the Performance of Mini-channel Heat Sink by using Wavy Channel and Different Types of Nanofluids," *Scientific Reports*, Vol. 12, No. 1, Article Number: 9402, 2022, <http://dx.doi.org/10.1038/s41598-022-13519-0>.
- [2] T. Dixit, and I. Ghosh, "Review of Micro-and Mini-channel Heat Sinks and Heat Exchangers for Single Phase Fluids," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 41, pp. 1298-1311, 2015, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.09.024>.
- [3] J. Zhou, X. Cao, N. Zhang, Y. Yuan, X. Zhao, and D. Hardy, "Micro-channel heat sink: a review," *Journal of Thermal Science*, Vol. 29, pp. 1431-1462, 2020, <https://doi.org/10.1007/s11630-020-1334-y>.
- [4] H. Yu, T. Li, X. Zeng, T. He, and N. Mao, "A Critical Review on Geometric Improvements for Heat Transfer Augmentation of Microchannels," *Energies*, Vol. 15, No. 24, Article Number: 9474, 2022, <https://doi.org/10.3390/en15249474>.
- [5] S. E. Ghasemi, A. A. Ranjbar, and M. J. Hosseini, "Experimental and Numerical Investigation of Circular Minichannel Heat Sinks with Various Hydraulic Diameter for Electronic Cooling Application," *Microelectronics Reliability*, Vol. 73, pp. 97-105, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.microrel.2017.04.028>.
- [6] S. Soleimanikutanaei, E. Ghasemisahebi, and C. X. Lin, "Numerical Study of Heat Transfer Enhancement using Transverse Microchannels in a Heat Sink," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 125, pp. 89-100, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.11.009>.
- [7] M. W. Uddin, and N. S. Sifat, "Comparative Study on Hydraulic and Thermal Characteristics of Minichannel Heat Sink with Different Secondary Channels in Parallel and Counter Flow Directions," *International Journal of Thermofluids*, Vol. 17, Article Number: 100296, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100296>.
- [8] L. Chai, G. D. Xia, and H. S. Wang., "Numerical Study of Laminar Flow and Heat Transfer in Microchannel Heat Sink with Offset Ribs on Sidewalls," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 92, pp. 32-41, 2016, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.071>.
- [9] I. A. Ghani, N. Kamaruzaman, and N. A. C. Sidik, "Heat Transfer Augmentation in a Microchannel Heat Sink with Sinusoidal Cavities and Rectangular Ribs," *International Journal*

of Heat and Mass Transfer, Vol. 108, pp. 1969-1981, 2017, <http://dx.doi.org/10.1016%2Fj.ijheatmasstransfer.2017.01.046>.

[10] H. A. Hussein, "Numerical Hydrothermal Evaluation of Heat Transfer in a Multi-mini-channel Heat Sink: Effect of Square Pin Fins," *Results in Engineering*, Article Number: 101403, 2023. doi:<https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101403>.

[11] A. I. Khair, "Numerical Simulation of Heat Transfer of Two-phase Flow in Mini-channel Heat Sink and Investigation the Effect of Pin-fin Shape on Flow Maldistribution," *Engineering Analysis with Boundary Elements*, Vol. 150, pp. 385-393, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.enganabound.2023.02.017>.

[12] A. Datta, V. Sharma, D. Sanyal, and P. Das, "A Conjugate Heat Transfer Analysis of Performance for Rectangular Microchannel with Trapezoidal Cavities and Ribs," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 138, pp. 425-446, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.12.020>.

[13] Q. Zhu, H. Xia, J. Chen, X. Zhang, K. Chang, H. Zhang, H. Wang, J. Wan, and Y. Jin, "Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics of Microchannel Heat Sinks with Different Groove Shapes," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 161, pp. 106721, 2021, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106721>.

[14] Q. Wang, "Numerical Simulation of Fluid and Heat Transfer Characteristics of Microchannel Heat Sink with Fan-shaped Grooves and Triangular Truncated Ribs," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 155, Article Number: 107580, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107580>.

[15] L. Liu, L. Zhang, X. Zhang, H. Xu, H. Zhang, S. Zhou, and Y. Cao, "Thermohydraulic Performance of the Microchannel Heat Sinks with Three Types of Double-layered Staggered Grooves," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 201, Article Number: 109032, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2024.109032>.

[16] B. Li, Y. Cui, G. Li, and H. Jiang, "Numerical Analysis on Thermal-hydraulic Performance of Optimized Microchannel Heat Sink with Slant Ribs and Quatrefoil Rib-elliptical Groove Complex Structures," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 240, Article Number: 122165, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.122165>.

[17] H. M. Al-Hasani, and B. Freegah, "Influence of Secondary Flow Angle and Pin fin on Hydro-thermal Evaluation of Double Outlet Serpentine Mini-channel Heat Sink," *Results in Engineering*, Vol. 16, Article Number: 100670, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100670>.

[18] X. Zhang, Z. Ji, J. Wang, and X. Lv, "Research Progress on Structural Optimization Design of Microchannel Heat Sinks Applied to Electronic Devices," *Applied Thermal Engineering*, Article Number: 121294, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121294>.

[19] M. Gorzin, A. A. Ranjbar, and M. J. Hosseini, "Experimental and Numerical Investigation on Thermal and Hydraulic Performance of Novel Serpentine Minichannel Heat Sink for Liquid CPU Cooling," *Energy Reports*, Vol. 8, pp. 3375-3385, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.02.179>.

- [20] L. Chen, D. Deng, Q. Ma, Y. Yao, and X. Xu, "Performance Evaluation of High Concentration Photovoltaic Cells Cooled by Microchannels Heat Sink with Serpentine Reentrant Microchannels," *Applied Energy*, Vol. 309, Article Number: 118478, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.118478>.
- [21] H. A. Amiri, D. Deng, Q. Ma, Y. Yao, and X. Xu, "Thermal Management of an Asymmetrical Wavy Microchannel Heat Sink via Ag/water Nanofluid," *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 53, Article Number: 103857, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103857>.
- [22] L. Fan, J. Li, Y. Chen, D. Zhou, Z. Jiang, and J. Sun, "Study on the Cooling Performance of a New Secondary Flow Serpentine Liquid Cooling Plate used for Lithium Battery Thermal Management," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 218, Article Number: 124711, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124711>.
- [23] A. F. Al-Neama, Z. Khatir, N. Kapur, J. Summers, and H. M. Thompson, "An Experimental and Numerical Investigation of Chevron Fin Structures in Serpentine Minichannel Heat Sinks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 120, pp. 1213-1228, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.092>.
- [24] H. Mahmood, and B. Freegah, "Investigating the Effect of Counter Flow Formation, Ribs and Dimples on the Hydrothermal Performance of the Serpentine Mini-channel Heat Sink (SMCHS)," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 139, Article Number: 106490, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106490>.

فهرست نمادهای انگلیسی

A_{eff}	مساحت مؤثر، m^2
C_p	ظرفیت گرمای ویژه سیال، J/kg-K
D_h	قطر هیدرودینامیکی مینی کانال، m
\bar{h}	ضریب انتقال حرارت متوسط، W/m ² -K
\dot{m}_f	نرخ جریان جرمی، kg/s
$T_{base,avg}$	دمای میانگین سطح پایه، K
$T_{f,m}$	دمای میانگین سیال، K
T_{in}	دمای ورودی سیال، K
T_{out}	دمای خروجی سیال، K
k_f	ضریب هدایت حرارتی سیال، W/m-K
k_s	ضریب هدایت حرارتی ناحیه جامد، W/m-K
u_{in}	سرعت ورودی سیال، m/s

نمادهای یونانی

ρ_f	چگالی سیال، kg/m ³
μ_f	لزجت دینامیکی سیال، kg/m-s

مخفف‌ها

f	سیال
s	جامد
0	حالت مرجع (حالت (۱))

Numerical Analysis of the Impact of Micro-ribs and Wavy Walls on the Performance of a Spiral-helical Mini-channel Heat Sink

Mehdi Sepehri

Ph.D. Student, Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran
m.sepehri@grad.kashanu.ac.ir

*Corresponding author: **Ghanbar Ali Sheikhzadeh**

Professor, Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran
sheikhz@kashanu.ac.ir

Mostafa Mahboobi

Ph.D. Student, Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran
mahboobi@grad.kashanu.ac.ir

Majid Nikfar

Assistant Professor, Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran
nikfar@kashanu.ac.ir

Abstract

This study numerically investigates the hydrodynamic and thermal effects of adding hydrofoil micro-ribs and wavy walls to a spiral-helical mini-channel heat sink. Simulations were conducted using ANSYS Fluent software and the finite volume method, covering different configurations of the spiral-helical mini-channel with hydrofoil micro-ribs under laminar flow within a Reynolds number range of 831 to 1329. The results indicate that modifying the spiral-helical geometry slightly increases pressure drop while enhancing the average Nusselt number by up to 34.4%. The addition of hydrofoil micro-ribs and wavy walls further increases the average Nusselt number by up to 125.7% and improves overall performance by 69.8% compared to the simple helical geometry.

Keywords: Mini-channel heat sink, Computational fluid dynamics, Micro-ribs, Heat transfer enhancement