

Investigating the Effect of Changing the Type of Cross-Section and the Arrangement of Obstacles on the Hydrodynamic and Thermal Characteristics of Fluid Flow in a Microchannel Heat Sink

Hamed Noroozi¹, Ahmad Reza Rahmati^{2*} 

¹ Master's Degree, Kashan University, Kashan, Iran. Email Address: hamednoroozi1995@gmail.com

² Associate Professor, Kashan University, Kashan, Iran. Correspondence Email Address: ar_rahmati@kashanu.ac.ir

ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research Paper

Received: 05 October 2025

Received in revised form: 28 November 2025

Accepted: 14 December 2025

Available online: 22 December 2025

Keywords:

Heatsink

Arrangement

Cross-Section

Obstacles

Heat transfer

ABSTRACT

In recent years, many studies have been conducted on microchannel heat sink. Microchannel heat sink absorbs heat from the equipment and transfers heat to that fluid by maximizing the contact surface with the surrounding fluid. In the present study, the three-dimensional simulation of water flow in a heat sink with uniform heat flux is discussed. For this purpose, two cross sections of circle and triangle are considered in four types of square, 30 degree rhombus, 60 degree rhombus and triangular arrangement. The simulation was done with the help of Ansys Fluent commercial software. The boundary condition of constant and uniform heat flux is applied on the bottom wall of the heat sink. In this research, pressure drop and heat transfer are investigated first. Then, by defining the thermal performance coefficient, the optimal heat sink is determined. The obtained results show that the heat sink with a triangular arrangement and obstacles with a circular cross-section with a height of 1.5 mm had the highest efficiency, but in a square arrangement with obstacles with a triangular cross-section, the lowest efficiency occurred.

Cite this article: Noroozi H , Rahmati A. R. Investigating the Effect of Changing the Type of Cross-Section and the Arrangement of Obstacles on the Hydrodynamic and Thermal Characteristics of Fluid Flow in a Microchannel Heat Sink. Journal of Fluid Mechanics and Aerodynamics. Year; 14(2):105-122.

Dor: <https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.23223278.1405.15.1.2.2>



© Author(s) retain the copyright and full publishing rights



Publisher: Imam Hossein University

بررسی اثر تغییر نوع سطح مقطع و آرایش موانع بر مشخصه‌های هیدرودینامیکی و حرارتی جریان سیال در

یک میکرو چاه حرارتی

حامد نوروزی^۱، احمد رضا رحمتی^{۲*} 

^۱ کارشناسی ارشد، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران. ar_rahmati@kashanu.ac.ir

^۲ دانشیار، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران (نویسنده مسئول). hamednoroozi1995@gmail.com

چکیده

تاریخچه مقاله:

در سال‌های اخیر مطالعات زیادی پیرامون چاه گرمایی میکروکانالی انجام شده است. چاه گرمایی میکروکانالی حرارت را از تجهیزات جذب می‌کنند و با بیشینه‌کردن سطح تماس با سیال اطرافشان، حرارت را به آن سیال منتقل می‌کنند. در پژوهش حاضر به شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان آب در یک چاه گرمایی با شار حرارتی یکنواخت پرداخته می‌شود. بدین منظور دو سطح مقطع دایره و مثلث در چهار نوع آرایش مربع، لوزی ۳۰ درجه، لوزی ۶۰ درجه و مثلثی در نظر گرفته شده است. شبیه‌سازی به کمک نرم‌افزار تجاری انسیس فلوئنت انجام شده است. شرط مرزی شار حرارتی ثابت و یکنواخت بر دیواره پایین چاه حرارتی اعمال شده است. در این تحقیق، ابتدا افت فشار و انتقال حرارت مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس با تعریف ضریب عملکرد حرارتی، چاه حرارتی بهینه مشخص می‌شود. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد چاه گرمایی با آرایش مثلثی و موانعی با سطح مقطع دایره با ارتفاع ۱/۵ میلی‌متر بیشترین بازدهی را داشته است، اما در آرایش مربعی با موانعی با سطح مقطع مثلث کمترین بازدهی رخ داده است.

کلیدواژه‌ها:

چاه گرمایی
آرایش
سطح مقطع
موانع
انتقال حرارت

استناد: نوروزی حامد، رحمتی احمد رضا. بررسی اثر تغییر نوع سطح مقطع و آرایش موانع بر مشخصه‌های هیدرودینامیکی و حرارتی جریان سیال در یک میکرو چاه حرارتی (۱۴۰۴)؛ ۱۴ (۲): ۱۲۲-۱۰۵

Dor: <https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.23223278.1405.15.1.2.2>

© نویسنده(گان) حق نشر و حقوق کامل انتشار را برای خود محفوظ می‌دارند.

ناشر: دانشگاه جام امام حسین(ع).



۱- مقدمه

در طی چهار دهه گذشته، افزایش انتقال حرارت هم‌زمان با کاهش افت فشار، کاهش اندازه و حجم سیستم موضوعی است که مورد پژوهش قرار گرفته است. اما افزایش تقاضای انرژی، کاهش فضای مورد نیاز برای وسایل، افزایش راندمان و سهولت استفاده از تجهیزات، انقلابی در تبادل انتقال حرارت و انتقال جرم به وجود آورده است. در میان روش‌های انتقال حرارت، میکروکانال‌های تبادل انتقال حرارت و انتقال جرم مطلوب به نظر می‌رسند. میکروکانال‌ها می‌توانند جریان را به‌خوبی در میان کانال‌ها تقسیم نمایند و طول مسیر جریان را کاهش دهند همچنین جریان آرام را به شکلی در کانال‌ها تثبیت نمایند که ضرایب انتقال حرارت بالایی حاصل گردد. ونفوسن [۱] در سال ۱۹۸۲ ضریب انتقال حرارت را برای پین‌های با سطح مقطع دایره و بیضی با آرایش مثلثی مورد بررسی و پژوهش قرارداد. نتایج آن نشان می‌دهد که پین‌های با سطح مقطع دایروی، افت فشار بیشتری نسبت به پین‌های با سطح مقطع بیضی دارد؛ ولی ضریب عملکرد پین‌های با سطح مقطع بیضی بیشتر از دایره است. مترگر و همکاران [۲] در سال ۱۹۸۴ انتقال حرارت در کانال مستطیلی را مورد بررسی قرار دادند نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که نصب پین‌های بر روی لوله مستطیلی باعث افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار می‌شود. چن و همکاران [۳] در سال ۱۹۹۷ به‌صورت تجربی یک جریان داخلی با پین‌های با سطح مقطع دایره و قطره‌ای شکل را مورد بررسی و پژوهش قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که انتقال حرارت پین‌های با سطح مقطع قطره‌ای شکل بهتر از انتقال حرارت پین‌های با سطح مقطع دایروی (با افت فشار برابر) است و علت آن هم بیشتر بودن سطح خیس شده پین‌های قطره‌ای شکل نسبت به پین‌های دایره‌ای است. چو و همکاران [۴] در سال ۱۹۹۸ انتقال حرارت و افت فشار را برای پین‌های با سطح مقطع لوزی و مکعبی که دارای آرایش خطی بودن را مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که آرایش با پین‌های با سطح مقطع مکعبی دارای بیشترین نرخ حرارت و آرایش پین‌های با سطح مقطع لوزی دارای بیشترین افت فشار است. لی و همکاران [۵] در سال ۱۹۹۸ آرایش پین‌های با سطح مقطع بیضی و دایروی را برای اعداد رینولدز ۵۰۰ تا ۹۰۰۰ به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که عملکرد حرارتی کانال با پین‌های با سطح مقطع بیضی بهتر از

عملکرد حرارتی کانال با پین‌های با سطح مقطع دایروی با همان مساحت است. ریکی و مونتل پاری [۶] در سال ۲۰۰۶ انتقال حرارت در یک چاه حرارتی پین‌های دار که چهار نوع پین‌های با سطح مقطع‌های متفاوت (مثلثی، مربعی، دایروی و لوزی) که با آرایش خطی بر روی کانال چاه حرارتی قرار گرفته‌اند و دارای شرایط مرزی شار گرمایی ثابت هستند را به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که در آرایش خطی با پین‌های با سطح مقطع مثلثی نسبت به سایر پین‌ها عملکرد بهتری دارد. یانگ و همکاران [۷] در سال ۲۰۰۶ یک چاه حرارتی با پین‌های با سطح مقطع دایروی، بیضی و مربعی با سطح مساحت برابر در آرایش خطی و شطرنجی را به‌صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که ضریب انتقال حرارت پین‌های با سطح مقطع دایره بیشتر از پین‌های با سطح مقطع بیضی است و در هر شرایط افت فشار و انتقال حرارت پین‌های با سطح مقطع دایروی بالاتر از پین‌های بیضی است؛ اما در مجموع عملکرد حرارتی پین‌های با سطح مقطع بیضی بهتر از دایره است. سیف و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۰ کانالی با پین‌های با سطح مقطع بیضی را مورد بررسی و پژوهش قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که هرچه نسبت قطر بزرگ به قطر کوچک پین‌های با سطح مقطع بیضی افزایش پیدا می‌کند (کشیده‌تر می‌شود) ضریب عملکرد آن نیز بیشتر خواهد شد و هر چه این نسبت کوچک‌تر باشد؛ یعنی پین‌های بیضی به سمت دایره شدن پیش برود ضریب عملکرد آن کاهش می‌یابد. وانگ و همکاران [۹] در سال ۲۰۱۲ به‌صورت تجربی و عددی انتقال حرارت و افت فشار را در کانال مستطیل‌شکلی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها سه نوع پین‌های با سطح مقطع دایروی، بیضی و قطره‌ای شکل که همگی دارای سطح مساحت یکسان بودن را انتخاب کردند و بسته به نوع پین‌های، حجم اشغال شده توسط سیال، سطح خیس شده و قطر هیدرولیکی متفاوت، انتقال حرارت و افت فشار برای پین‌های فوق را مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که برای اعداد رینولدز بین ۲۰۰ تا ۸۲۰۰ ضریب عملکرد حرارتی پین‌های قطره‌ای شکل بهتر از سایر پین‌ها است و در بین پین‌های قطره‌ای شکل پین‌های فینی که نسبت طول به عرض آن از همه بیشتر است (کشیده‌تر است) ضریب عملکرد حرارتی بهتری دارد. در سال ۱۹۸۱ برای اولین بار تیوکرمین و پیس [۱۰] انتقال حرارت در مقیاس میکرو را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها با انجام آزمایش بر روی میکروکانال‌های مستطیل‌شکل دریافتند که این

میکروکانال‌ها می‌توانند انرژی بسیار زیادی را از قطعات دفع نمایند. به‌گونه‌ای که اختلاف دمای قطعه خنک‌شونده با دمای محیط بسیار کم باشد.

هتسرونی و آلبرت [۱۱] در سال ۲۰۰۱ توزیع غیر یک‌نواخت دما در دستگاه‌های الکترونیکی که توسط جریان در میکروکانال‌های موازی با سطح مقطع مثلی خنک می‌شود را به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها در این آزمایش نشان دادند که عواملی همچون اندازه میکروکانال‌ها، جنس چاه گرمایی و ضخامت بستر روی انتقال حرارت اثر می‌گذارد. کیو و مو داور [۱۲] در سال ۲۰۰۲ به مطالعه تجربی و عددی میزان انتقال حرارت و افت فشار در یک میکروکانال مستطیل‌شکل به طول ۷۱۳ میکرومتر و عرض ۲۳۱ میکرومتر از جنس مس پرداختند. نتیجه این آزمایش نشان می‌دهد که معادلات ناویراستوکس و انرژی می‌توانند به‌اندازه کافی جریان سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت میکروکانال‌ها را تحلیل کنند و افت فشار اندازه‌گیری شده با مقادیر پیش‌بینی شده مطابقت خوبی دارد و همچنین مطابقت بسیار خوبی بین داده‌های عددی و تجربی برای توزیع دما در چاه حرارتی به‌دست‌آمده است. در سال ۲۰۱۰ جاسپرسون و همکاران [۱۳] به مقایسه دو نوع چاه حرارتی میکرو پره - پینی و میکروکانالی پرداختند. این مقایسه بر اساس سه عامل عملکرد حرارتی، عملکرد هیدرولیکی و هزینه ساخت انجام شده است. در تحقیق آن‌ها نشان داده شده است که به دلیل این که چاه‌های حرارتی میکرو پره - پینی به ماشین‌کاری بیشتری نیاز دارند گران‌تر هستند. همچنین آن‌ها نتیجه گرفتند که میکرو پره‌های پینی برای مقادیر حجمی بیش از ۶۰ گرم بر دقیقه عملکرد حرارتی بهتری دارند؛ زیرا دارای مقاومت حرارتی همرفت کمتری هستند و میکروکانال‌ها برای مقادیر حجمی کمتر از ۶۰ گرم بر دقیقه دارای عملکرد حرارتی بهتری هستند. در آخر نتیجه‌گیری آن‌ها نشان داد که بر اساس سه معیار مطرح شده در بالا هیچ‌کدام از دو طرح برای همه کاربردها بهتر نیست. در سال ۲۰۱۶، پور محمودی و همکاران [۱۴] به‌صورت عددی - تحلیلی به بررسی انتقال حرارت اجباری در یک میکروکانال مستطیلی آجدار پرداختند. آب به‌عنوان سیال مورد استفاده در این میکروکانال انتخاب شده است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که بر اساس قانون اول ترمودینامیک (تحلیل انرژی) ارتفاع این آج‌ها تأثیر زیادی در انتقال حرارت دارد. در سال ۲۰۲۰ وانگ و همکاران [۱۵] انتقال حرارت یک میکروکانال دارای دنده‌های شکاف‌دار بر روی دیواره‌های جانبی را

در محدوده عدد رینولدز ۱۰۰-۱۰۰۰ به‌صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه آرایش این دنده‌ها به دو صورت موازی و پله‌ای صورت‌گرفته است و از سه عامل ارتفاع شکاف، ترتیب دنده و عرض دنده برای تجزیه و تحلیل اثرات هندسه دنده بر عملکرد هیدروترمال استفاده شده است. آن‌ها نشان دادند که در نزدیکی این شکاف‌ها عدد ناسلت محلی زیاد است و انتقال گرما در نزدیکی این شکاف‌ها بهتر انجام شده است. همچنین تا حد زیادی افت فشار کاهش یافته است و دیگر این که هرچه قدر ارتفاع این شکاف‌ها کمتر بشود و سطح جریان افزایش یابد افت فشار کاهش می‌یابد. همچنین نتایج آن‌ها نشان داد که در آرایش‌های موازی عدد ناسلت بیشتر از آرایش پلکانی است؛ اما در بعضی از موارد عدد ناسلت آرایش پلکانی بیشتر است؛ بنابراین آن‌ها نتیجه گرفتند که دنده‌ها قطعاً باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در میکروکانال‌ها نمی‌شود. در سال ۲۰۲۱ بهندری و پراجاپاتی [۱۶] به بررسی عددی ویژگی‌های انتقال حرارت و جریان سیال در چاه حرارتی با باله‌های مربع‌شکل با استفاده از تغییر ارتفاع باله پرداخته‌اند. آن‌ها جریان آرام در محدوده عدد رینولدز ۸۰۰-۲۰۰ را مورد مطالعه قرار دادند. در این مطالعه شار حرارتی یکنواختی در محدوده ۷۵ تا ۱۵۰ کیلووات بر مترمربع برای گرم کردن میکروکانال تأمین می‌شود، همچنین سیال خنک‌کننده آب است. تغییر ارتفاع باله باعث می‌شود که یک فضای بازی بین سطح بالایی باله و دیواره بالایی مخزن به وجود آید. در این مطالعه هفت نوع ارتفاع باله مختلف در محدوده ۰/۵ تا ۲ میلی‌متر هر بار با افزایش ارتفاع ۰/۲۵ میلی‌متر، تجزیه و تحلیل‌های صورت‌گرفته است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که افزایش ارتفاع باله باعث افزایش سرعت انتقال حرارت می‌شود. اما این افزایش فقط تا ارتفاع باله ۱/۵ میلی‌متر ادامه دارد و برای باله‌های ۱/۷۵ و ۲ میلی‌متر شاهد اتلاف ظرفیت گرمایی بوده‌اند همچنین باله‌های بین ۰/۵ تا ۱ میلی‌متر عملکرد حرارتی بسیار کمی دارند. در نهایت آن‌ها نشان دادند که چاه حرارتی با ارتفاع باله ۱/۵ میلی‌متر حدود ۷۵ تا ۸۰ درصد عملکرد حرارتی بهتری نسبت به چاه حرارتی با ارتفاع باله ۲ میلی‌متر دارد و همچنین سرعت انتقال حرارت آن ۵ تا ۱۰ درصد بیشتر است. در سال ۲۰۲۳، تاکر و همکاران [۱۷] یک میکرو چاه حرارتی را با استفاده از پنج نوع میکروکانال با سطح مقطع‌های مختلف (مثلی، مستطیلی، دوزنقه‌ای، نیم‌دایره و دایروی) با استفاده از نانوسیال آب - اکسید آلومینیوم در محدود عدد رینولدز ۲۲۰ تا ۵۵۰ مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که میکروکانال

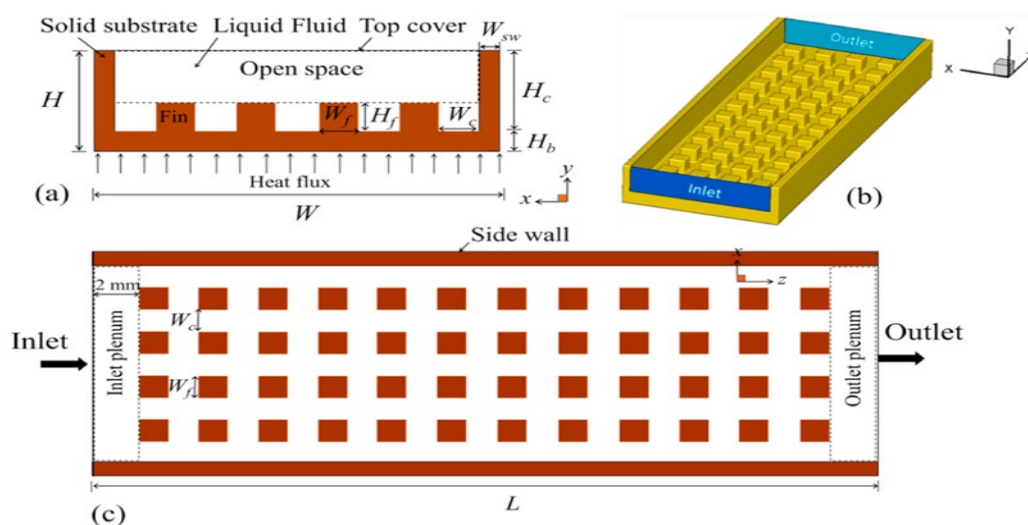
هیدرودینامیکی و حرارتی جریان سیال مورد بررسی قرار نگرفته است؛ لذا هدف از کار حاضر بررسی بهترین آرایش با بیشترین بازدهی است.

۲- مشخصات هندسی و فیزیکی مسئله

هندسه مورد بررسی در این مطالعه در شکل (۱) نشان داده شده است. هندسه مسئله از یک چاه حرارتی همراه با موانع پین شکل است. ابعاد و مشخصات در جدول (۱) آورده شده است.

با سطح مقطع دایروی بالاترین عملکرد در انتقال حرارت را داشته است و میکروکانال با سطح مقطع مثلثی کمترین عملکرد انتقال حرارت را دارد. در سال ۲۰۲۴، مختار و همکاران [۱۸] اثر تغییر ارتفاع پره‌های سوزنی را بر روی عملکرد حرارتی چاه حرارتی مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که تأثیر ارتفاع پره بر روی عملکرد حرارتی در اعداد رینولدز مختلف متفاوت است. در پژوهش حاضر به شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان آب در یک چاه گرمایی با شار حرارتی یکنواخت پرداخته می‌شود.

باتوجه به کارهای صورت گرفته، تاکنون بررسی همزمان اثر تغییر نوع سطح مقطع و آرایش موانع بر مشخصه‌های

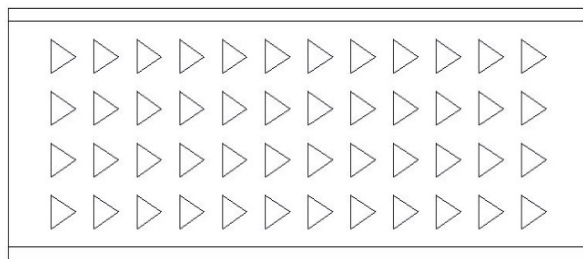


شکل (۱): نمای کلی هندسه مسئله [۱۶]

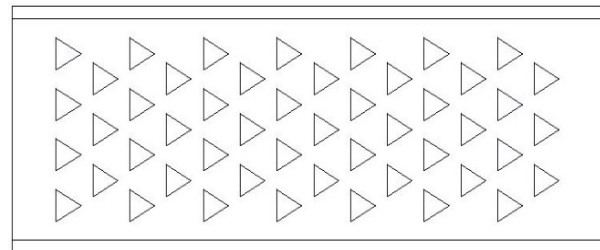
جدول (۱): جزئیات هندسی مسئله

مقدار (میلی‌متر)	عامل
۲۷	طول چاه حرارتی (L)
۱۰	عرض چاه حرارتی (W)
۳	ارتفاع چاه حرارتی (H)
۰/۵	عرض دیواره‌های جانبی (W_{sw})
۱	ضخامت دیواره کف (H_b)
۱/۵	ارتفاع موانع (H_f)
۲	فاصله ورودی چاه حرارتی تا اولین پره
۲	فاصله خروجی چاه حرارتی تا آخرین پره
۱	فاصله موانع از دیواره (W_c)
۱	فاصله موانع از یکدیگر (W_c)
۰/۰۱	ضخامت کاور

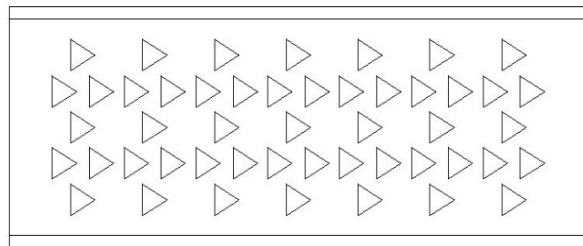
حرارتی در هر چهار آرایش مذکور همانند یکدیگر هستند. همچنین مساحت کلی موانع در هر چهار آرایش با یکدیگر برابر است و فقط سطح مقطع و محل قرارگیری موانع با یکدیگر متفاوت است. ابعاد کلی چاه حرارتی برابر با $3 \times 10 \times 27$ میلی‌متر است که این ابعاد مطابق ابعاد طرح بهندری و پراجاپاتی [۱۶] است. همچنین مس به‌عنوان جنس چاه حرارتی در نظر گرفته شده است.



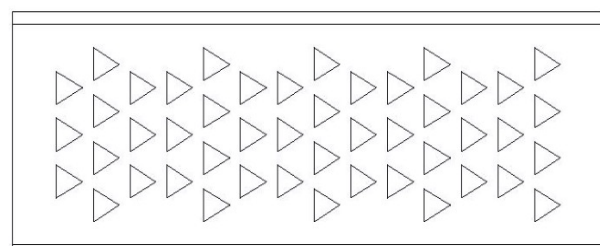
(ب) آرایش مربعی



(الف) آرایش مثلثی

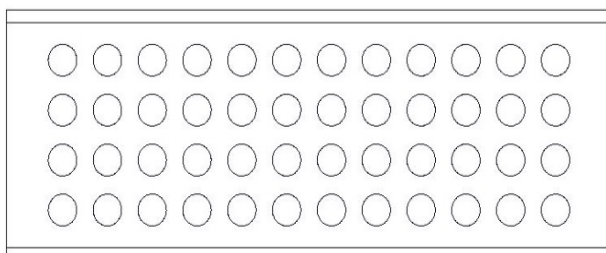


(د) آرایش لوزی ۶۰ درجه

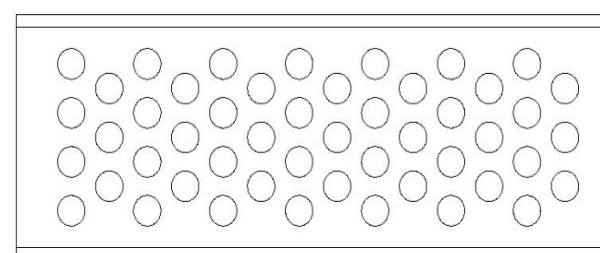


(ج) آرایش لوزی ۳۰ درجه

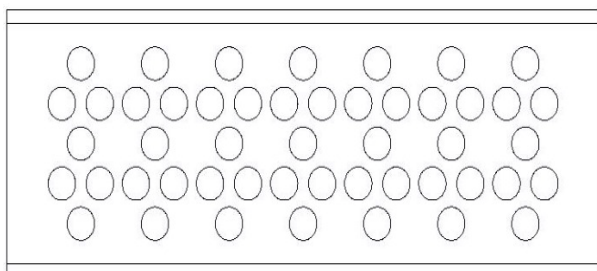
شکل (۲): چهار آرایش با سطح مقطع مثلث



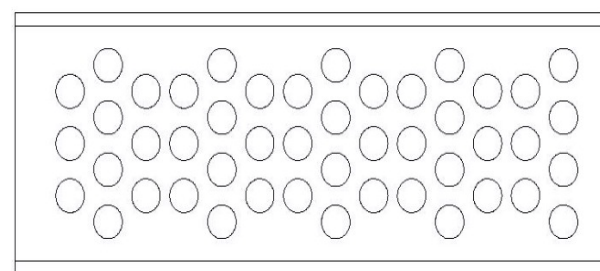
(ب) آرایش مربعی



(الف) آرایش مثلثی



(د) آرایش لوزی ۶۰ درجه

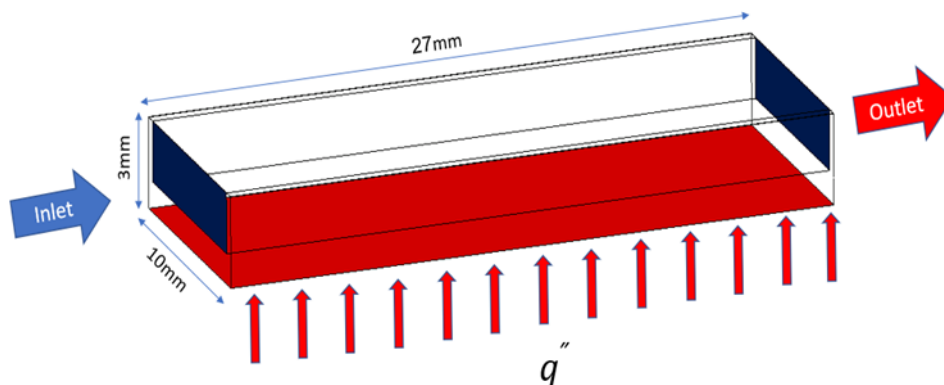


(ج) آرایش لوزی ۳۰ درجه

شکل (۳): چهار آرایش با سطح مقطع دایره

و به صورت عمودی و روبه بالا وارد می‌شود. سیال با عبور از موانع باعث انتقال گرما از سطوح می‌شود.

در شکل (۴) ابعاد چاه گرمایی و نحوه اعمال شار حرارتی یکنواخت نشان داده شده است. محل اعمال شار حرارتی کف چاه گرمایی و معادل $150 \text{ (Kw/m}^2\text{)}$ است. شار حرارتی یکنواخت



شکل (۴): نحوه اعمال شار حرارتی

در جدول (۲) ابعاد پره‌های مورد بررسی در این پژوهش در آرایش‌های مختلف قابل مشاهده است. ارتفاع کلیه پره‌ها در مرحله نخست پژوهش $1/5$ میلی‌متر است.

جدول (۲): مشخصات موانع مختلف در دو سطح مقطع دایره و مثلث

سطح مقطع: مثلث		سطح مقطع: دایره		ردیف
طول ضلع باله	نوع آرایش	قطر باله	نوع آرایش	
$1/335$	مربعی	$1/27$	مربعی	۱
$1/136$	لوزی ۳۰ درجه	$1/3$	لوزی ۳۰ درجه	۲
$1/306$	لوزی ۶۰ درجه	$1/248$	لوزی ۶۰ درجه	۳
$1/306$	مثلثی	$1/248$	مثلثی	۴

۳- خواص حرارتی سیال پایه

در کار حاضر آب مایع تک‌فاز به عنوان میان‌پایه انتخاب شده است. به منظور پیش‌بینی نتایج عددی دقیق‌تر، خواص ترموفیزیکی آب نظیر چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه، ضریب هدایت حرارتی و ضریب لزجت دینامیکی به صورت تابعی از دما در نظر گرفته شده است. این خواص را می‌توان از روابط ۱، ۲، ۳ و ۴ به دست آورد [۱۹].

$$\rho(T) = 765.33 + 1.8142T - 0.0035T^2 \quad (1)$$

$$C_p(T) = 28070 - 281.7T + 1.25T^2 - (2.48 \times 10^{-3})T^3 + (1.857 \times 10^{-6})T^4 \quad (2)$$

$$K(T) = -0.5720 + (6.397 \times 10^{-3})T - (8.151 \times 10^{-6})T^2 \quad (3)$$

$$\mu(T) = (9.67 \times 10^{-2}) - (8.207 \times 10^{-4})T + (2.344 \times 10^{-6})T^2 - 2.244 \times 10^{-9}T^3 \quad (4)$$

روابط ۱ تا ۴ در محدوده دمایی بین ۵ درجه سانتی‌گراد تا ۹۵ درجه سانتی‌گراد معتبر هستند.

۴- فرضیات حل مسئله

فرضیات در نظر گرفته شده در کار حاضر عبارت‌اند از:

۱. سیال نیوتونی در نظر گرفته می‌شود.
۲. جریان آرام و به صورت پایا لحاظ می‌شود.
۳. شرایط مرزی بدون لغزش در سطح دیوار
۴. از انتقال حرارت تابشی صرفه نظر می‌شود.
۵. خواص حرارتی - فیزیکی بستر مس ثابت می‌ماند.
۶. دیواره خارجی شرایط آدیاباتیک را نگه می‌دارد.

۵- معادلات حاکم

در پژوهش حاضر برای جریان آرام که خواص فیزیکی سیال تابع دما است معادله بقای جرم، بقای مؤنتم و بقای انرژی به صورت زیر خواهد بود [۱۶].

معادله بقای جرم:

$$K_s \nabla^2 T = 0 \quad (5)$$

معادله بقای مؤمنتم:

$$\nabla \cdot (\rho_l \vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \mu_l \left[(\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right] + \rho_l \vec{g} \quad (6)$$

معادله بقای انرژی

$$\nabla \cdot (\rho_l c_{p,l} (\vec{V} \cdot \nabla T)) = \nabla \cdot (K_l \nabla T) \quad (7)$$

در معادلات فوق، V ماتریس سرعت، P فشار و T دما است. برای بستر جامد، معادله پیوستگی به $V=0$ ساده شده است و

$$K_s \nabla^2 T = 0 \quad \text{معادله انرژی تبدیل می‌شود به:}$$

۶- روش حل عددی و محاسبه نتایج

برای حل این مسئله از نرم‌افزار انسیس فلوئنت استفاده شده است. پس از تولید هندسه، شبکه‌بندی و ارزیابی بر روی آن انجام می‌گیرد. سپس با اعمال شرایط ورود، خروج، شرایط مرزی حرارتی و آدیاباتیکی و روابط سیال پایه شبیه‌سازی کامل می‌شود. در این تحقیق از حل عددی هم‌زمان بخش جامد و سیال استفاده شد. همچنین از طرح بالادست مرتبه دوم (آپویند مرتبه دوم) برای گسسته‌سازی ترم جابه‌جایی در معادلات بقای ممنتوم استفاده شد. الگوریتم SIMPLE برای حل پیوند سرعت و فشار استفاده شد. سیستم حاصل از معادلات جبری با استفاده از روش تکرارشونده گوس - سایدل^۱ حل گردید.

برای شرط مرزی شار حرارتی ثابت، برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و عدد ناسلت از روابط ۸ و ۹ استفاده می‌شود.

$$h = \frac{q_{eff}}{(T_{avg,cw} - T_{bulk,l})} \quad (8)$$

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

در رابطه ۸، q_{eff} شار حرارتی مؤثر است که مطابق رابطه ۱۰ محاسبه می‌گردد. $T_{bulk,l}$ و $T_{avg,cw}$ به ترتیب دمای متوسط

سطح تماس مایع - جامد و دمای متوسط برای کل دامنه جریان سیال است که در هر لحظه در چاه حرارتی وجود دارد. D_h قطر هیدرولیکی پلنوم ورودی که مطابق رابطه ۱۱ محاسبه می‌گردد، K_l هدایت حرارتی سیال، A_{bw} و A_{cw} به ترتیب مساحت سطح دیواره پایین چاه حرارتی و سطح تماس مایع - جامد است. لازم به ذکر است مساحت سطح دیوار پایین چاه حرارتی در

تمامی شبیه‌سازی‌ها ثابت خواهد بود؛ ولی مساحت سطح تماس مایع - جامد به واسطه تغییر در ارتفاع پره متغیر است.

$$q_{eff} = q \frac{A_{bw}}{A_{cw}} \quad (10)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (11)$$

عدد رینولدز نیز از رابطه ۱۲ محاسبه می‌گردد.

$$Re = \frac{\rho_l U_{in} D_h}{\mu_l} \quad (12)$$

افت فشار یکی از مهم‌ترین عامل‌های جریان‌های داخلی است، زیرا که به‌وسیله‌ی آن توان موردنیاز پمپ یا فن تعیین می‌گردد. برای تعیین افت فشار از ضریب اصطکاک مودی استفاده می‌شود. این ضریب به‌صورت بی‌بعد است و مطابق رابطه ۱۳ محاسبه می‌شود.

$$f = \frac{2 \Delta P D_h}{\rho u^2 L} \quad (13)$$

در این رابطه f ضریب اصطکاک داری و L طول چاه حرارتی است.

۶-۱- ضریب عملکرد حرارتی

برای محاسبه ضریب عملکرد حرارتی از رابطه ۱۴ استفاده می‌شود [۲۰].

$$\eta = \frac{(Nu^*/Nu)}{(f^*/f)^{1/3}} \quad (14)$$

که در آن به ترتیب Nu^* و f^* عدد ناسلت و افت فشار چاه حرارتی همراه بامانع و Nu و f عدد ناسلت و افت فشار چاه حرارتی بدون مانع است.

۶-۲- شرایط مرزی

شار حرارتی یکنواخت در سطح پایین برای چاه‌های حرارتی در نظر گرفته شده است. دیواره‌های خارجی باقی‌مانده دارای شرایط مرزی آدیاباتیکی هستند. در ورودی میکروکانال سرعت به‌صورت یکنواخت و دمای سیال خنک‌کننده $300K$ است. در خروجی میکروکانال از شرط مرزی فشار ثابت استفاده می‌شود. از آنجاکه حداکثر مقدار عدد رینولدز 800 است، بنابراین شبیه‌سازی فقط برای جریان آرام انجام شده است.

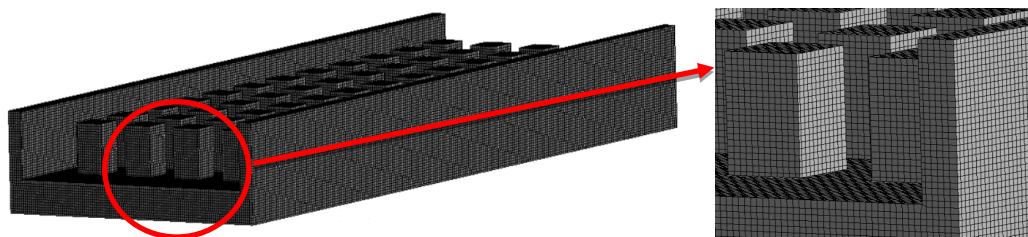
¹ Gauss-Seidel method

۳-۶- معیار همگرایی

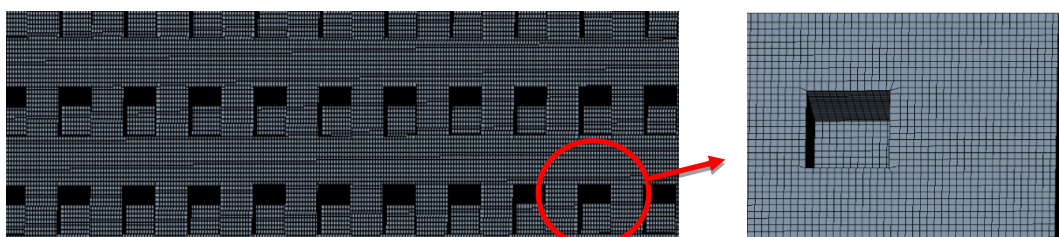
در این پژوهش معیار همگرایی برای معادله پیوستگی، معادله ممنتوم و معادله انرژی به ترتیب 10^{-4} ، 10^{-6} و 10^{-7} در نظر گرفته شده است.

۷- شبکه‌بندی

باتوجه به اینکه در این پژوهش بخش جامد و سیال به صورت هم‌زمان حل عددی شده است، شبکه‌بندی مورد استفاده در بخش جامد و مایع در شکل (۵) ارائه شده است.



الف) جسم جامد

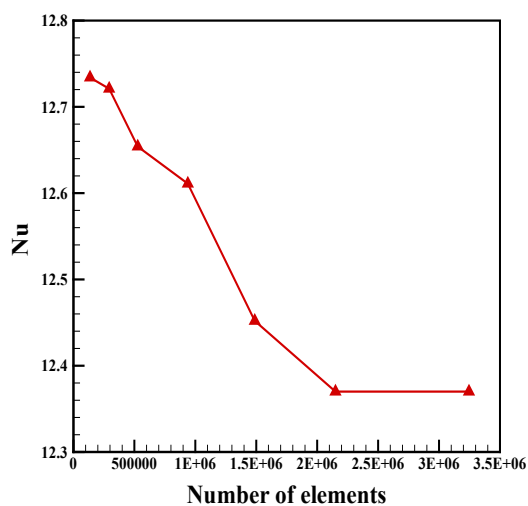


ب) سیال

شکل (۵): نمایی از شبکه‌بندی چاه حرارتی همراه با موانع

۷-۱- استقلال نتایج از شبکه

به منظور دستیابی به تعداد شبکه بهینه برای محاسبه نتایج عددی قابل اعتماد، هندسه مورد نظر با استفاده از شبکه‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. هفت شبکه مختلف با سیال عامل آب خالص مورد بررسی قرار گرفته است و نتایج آن در جدول (۳) و آورده شده است. بر اساس زمان محاسبات و دقت حل، شبکه‌ای سازمان‌یافته کارترین مکعبی با سایز 0.075 میلی متر با تعداد شبکه 2150020 به عنوان شبکه بهینه انتخاب شده است.



شکل (۶): استقلال نتایج از شبکه

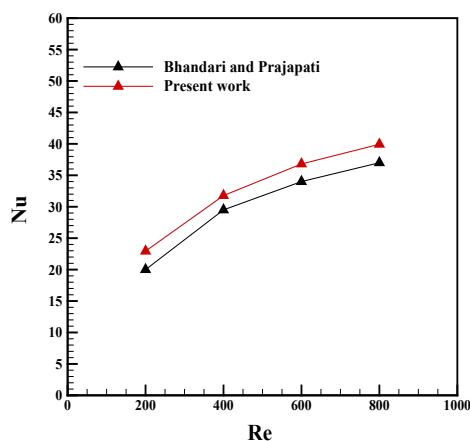
جدول (۳): استقلال نتایج از شبکه برای چاه حرارتی با عدد رینولدز

۲۰۰

ردیف	اندازه شبکه (میلی متر)	تعداد شبکه	عدد ناسلت
۱	۰/۲	۱۳۶۰۰۰	۱۲/۷۳۴
۲	۰/۱۵	۲۹۳۰۴۰	۱۲/۷۲۱
۳	۰/۱۲	۵۲۷۵۹۰	۱۲/۶۵۴
۴	۰/۱	۹۳۸۷۴۴	۱۲/۶۱۱
۵	۰/۰۸۵	۱۴۸۷۷۲۱	۱۲/۴۵۲
۶	۰/۰۷۵	۲۱۵۰۰۲۰	۱۲/۳۷
۷	۰/۰۶۵	۳۲۴۵۶۶۴	۱۲/۳۷

۷-۲- اعتبارسنجی

پس از شبکه بندی و تعیین اندازه شبکه، با اعمال شرایط مرزی و روابط خواص سیال در نرم افزار شبیه سازی برای مدل پایه (چاه حرارتی با ابعاد $27 \times 10 \times 3$ میلی متر با موانعی با سطح مقطع مربع 1×1 میلی متر و ارتفاع $1/5$ میلی متر) تکمیل می شود. به منظور اعتبارسنجی رویه عددی فعلی در چاه حرارتی، نتایج به دست آمده با داده های بهندری و پراجاپاتی مقایسه شده است. شکل و جدول نشان می دهد که عدد ناسلت شبیه سازی به طور میانگین حدود $8/75$ درصد بیشتر از نتایج بهندری و پراجاپاتی [۱۶] است؛ بنابراین نتایج عددی تطابق خوبی با مقادیر عددی مقاله مرجع داشته و شبیه سازی عددی حاضر به خوبی مشخصه های هیدرودینامیکی و حرارتی جریان را پیش بینی می کند.



شکل (۷): مقایسه مقادیر عدد ناسلت با مقادیر عدد ناسلت بهندری و

پراجاپاتی [۱۶]

جدول (۴): مقایسه مقادیر عدد ناسلت با مقادیر عدد ناسلت بهندری و

پراجاپاتی [۱۶]

ردیف	عدد رینولدز	عدد ناسلت (بهندری و پراجاپاتی)	عدد ناسلت (کار حاضر)	درصد اختلاف
۱	۲۰۰	۲۰	۲۲/۹۴	۱۲/۸
۲	۴۰۰	۲۹/۵	۳۱/۷۸	۷/۲
۳	۶۰۰	۳۴	۳۶/۸۱	۷/۶
۴	۸۰۰	۳۷	۳۹/۹۴	۷/۴

۸- نتایج

نتایج حاصل از حل عددی آرایش های مربعی، مثلثی، لوزی ۳۰ درجه و لوزی ۶۰ درجه در دو سطح مقطع دایره و مثلث با سیال پایه آب مورد در کانتورها و نمودارهای زیر قابل مشاهده هستند.

۸-۱- بررسی افت فشار در آرایش های مربعی، مثلثی،

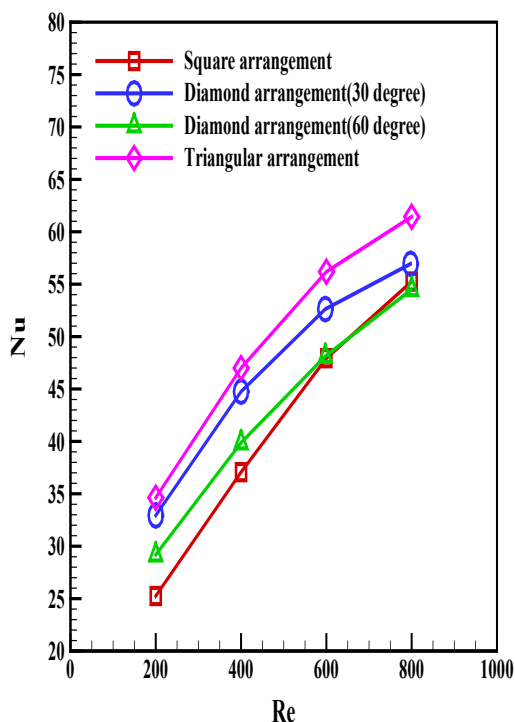
لوزی ۳۰ درجه و لوزی ۶۰ درجه در دو سطح مقطع

دایره و مثلث

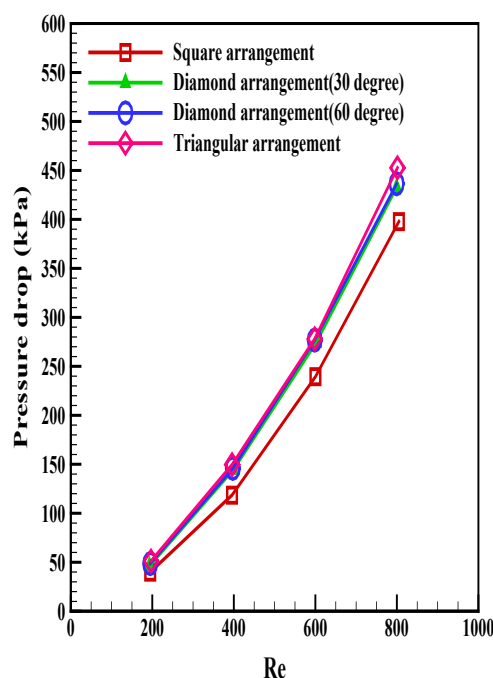
در این قسمت افت فشار آب خالص در چاه حرارتی با موانعی با سطح مقطع دایره و مثلث برای چهار آرایش مربعی، مثلثی، لوزی ۳۰ درجه و لوزی ۶۰ درجه ارائه شده است. همان گونه که در شکل (۸) و شکل (۹) نشان می دهد در هر دو سطح مقطع با افزایش عدد رینولدز افت فشار نیز افزایش می یابد که این امر دور از انتظار نیست. باتوجه به شکل (۸) در سطح مقطع دایره کمترین افت فشار را آرایش مربعی و بیشترین افت فشار را آرایش مثلثی دارد. همچنین باتوجه به شکل (۹) در سطح مقطع مثلث کمترین افت فشار را آرایش مربعی و بیشترین افت فشار را آرایش لوزی ۶۰ درجه دارد. نتایج این بخش نشان می دهد که با افزایش عدد رینولدز افت فشار در آب خالص افزایش می یابد و در سطح مقطع دایره بیشترین افت فشار در آرایش مثلثی و کمترین افت فشار در آرایش مربعی است، همچنین در سطح مقطع مثلث بیشترین افت فشار در آرایش لوزی ۶۰ درجه و کمترین افت فشار در آرایش مربعی است.

۸-۲- بررسی عدد ناسلت در آرایش‌های مربعی، مثلثی، لوزی ۳۰ درجه و لوزی ۶۰ درجه در دو سطح مقطع دایره و مثلث

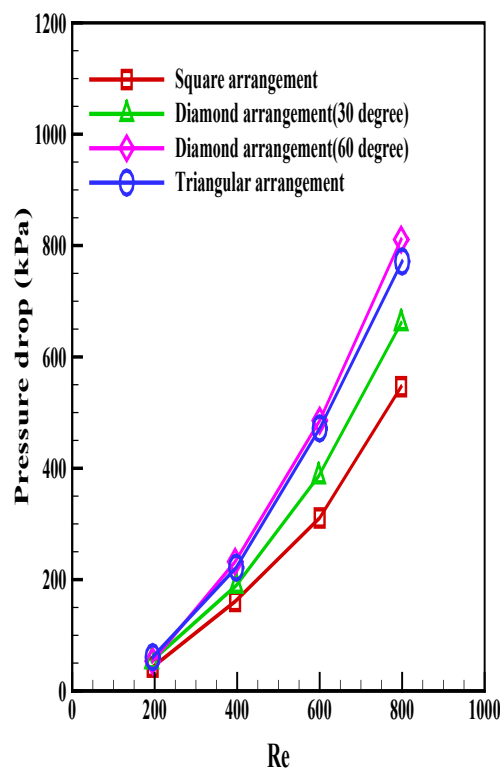
در این قسمت عدد ناسلت آب خالص برحسب عدد رینولدز در چاه‌حرارتی با موانعی با سطح مقطع دایره و مثلث برای چهار آرایش مربعی، مثلثی، لوزی ۳۰ درجه و لوزی ۶۰ درجه ارائه شده است. همان‌گونه که در شکل (۱۰) و شکل (۱۱) نشان می‌دهد، در هر دو سطح مقطع با افزایش عدد رینولدز عدد ناسلت نیز افزایش می‌یابد. باتوجه به شکل (۱۰) در سطح مقطع دایره کمترین عدد ناسلت را آرایش مربعی و بیشترین عدد ناسلت را آرایش مثلثی دارد. همچنین باتوجه به شکل (۱۱) در سطح مقطع مثلث کمترین عدد ناسلت را آرایش مربعی و بیشترین عدد ناسلت را آرایش لوزی ۶۰ درجه دارد. نتایج این بخش نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت در آب خالص افزایش می‌یابد و در سطح مقطع دایره بیشترین عدد ناسلت مربوط به آرایش مثلثی و کمترین عدد ناسلت مربوط به آرایش مربعی است، همچنین در سطح مقطع مثلث بیشترین عدد ناسلت مربوط به آرایش لوزی ۶۰ درجه و کمترین عدد ناسلت مربوط به آرایش مربعی است.



شکل (۱۰): عدد ناسلت آب خالص برحسب عدد رینولدز در چاه‌حرارتی با آرایش‌های مختلف در سطح مقطع دایره

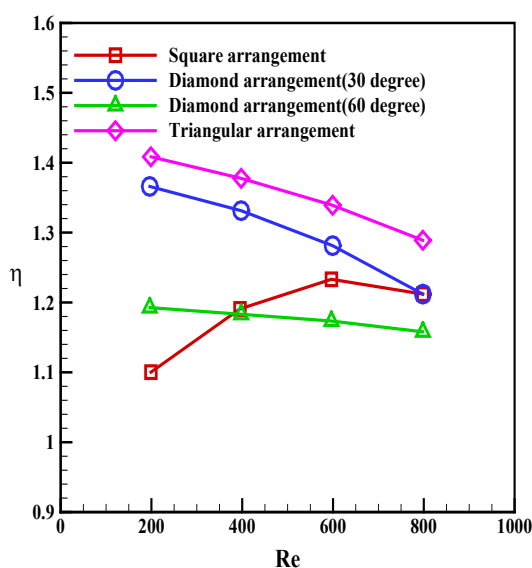


شکل (۸): افت فشار آب خاص برحسب عدد رینولدز در چاه‌حرارتی با آرایش‌های مختلف در سطح مقطع دایره

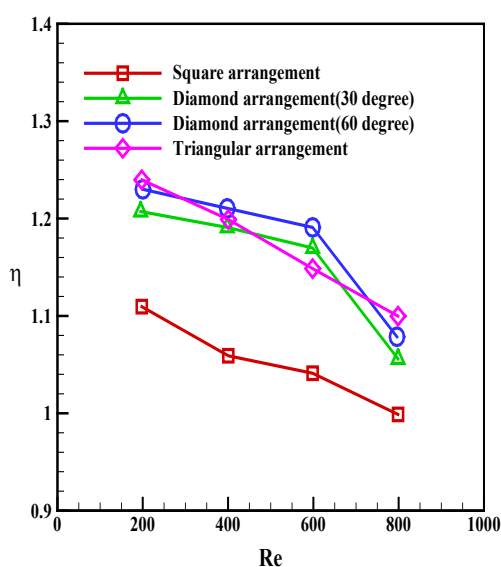


شکل (۹): افت فشار آب خاص برحسب عدد رینولدز در چاه‌حرارتی با آرایش‌های مختلف در سطح مقطع مثلث

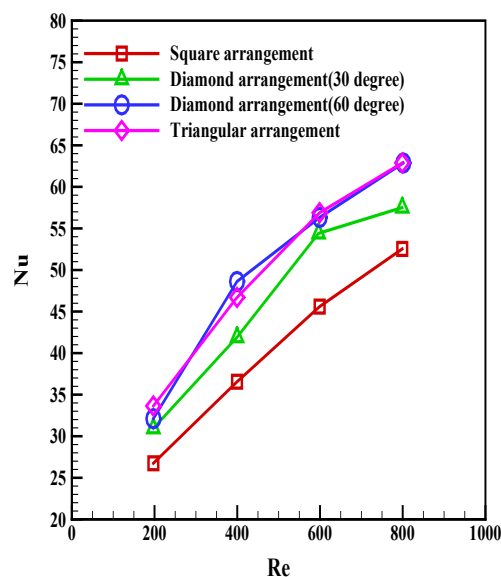
آرایش مثلثی و کمترین آن مربوط به آرایش لوزی ۶۰ درجه است. به عبارت دیگر آرایش مثلثی حدود ۱۲/۷۸٪ بازدهی بهتری نسبت به آرایش لوزی ۶۰ درجه داشته است، همچنین در سطح مقطع مثلث بیشترین ضریب عملکرد حرارتی مربوط به آرایش لوزی ۶۰ درجه و کمترین آن مربوط به آرایش مربعی است به عبارت دیگر آرایش لوزی ۶۰ درجه حدود ۸/۵۸٪ بازدهی بهتری نسبت به آرایش مربعی داشته است.



شکل (۱۲): ضریب عملکرد حرارتی آب خالص برحسب عدد رینولدز در چاه حرارتی با آرایش‌های مختلف در سطح مقطع دایره



شکل (۱۳): ضریب عملکرد حرارتی آب خالص برحسب عدد رینولدز در چاه حرارتی با آرایش‌های مختلف در سطح مقطع مثلث



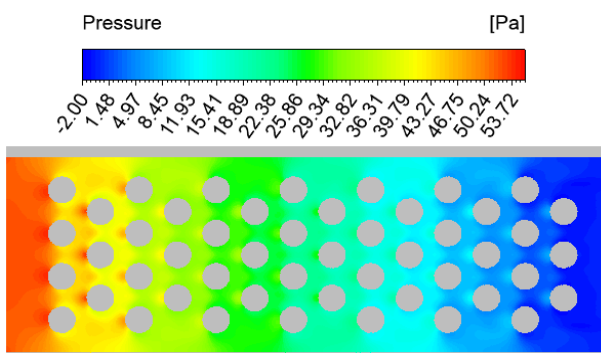
شکل (۱۱): عدد ناسلت آب خالص برحسب عدد رینولدز در چاه حرارتی با آرایش‌های مختلف در سطح مقطع مثلث

۸-۳- بررسی ضریب عملکرد حرارتی در آرایش‌های مربعی، مثلثی، لوزی ۳۰ درجه و لوزی ۶۰ درجه در دو سطح مقطع دایره و مثلث

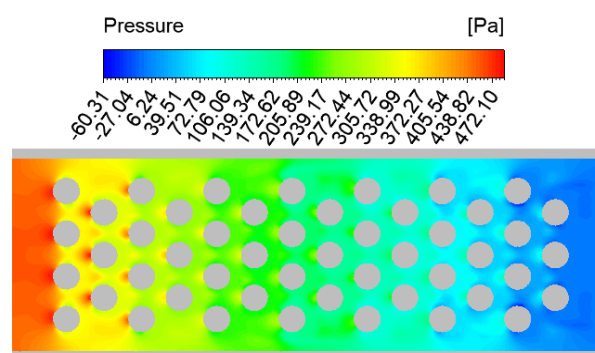
در این قسمت ضریب عملکرد حرارتی آب خالص برحسب عدد رینولدز در چاه حرارتی با موانعی با سطح مقطع دایره و مثلث برای چهار آرایش مربعی، مثلثی، لوزی ۳۰ درجه و لوزی ۶۰ درجه ارائه شده است. همان‌گونه که در شکل و شکل نشان می‌دهد در هر دو سطح مقطع با افزایش عدد رینولدز نسبت ضریب عملکرد حرارتی آب خالص کاهش می‌یابد که دلیل آن ایجاد افت فشار بالا در اعداد رینولدز بالا است. باتوجه به شکل در سطح مقطع دایره بیشترین ضریب عملکرد حرارتی را آرایش مثلثی و کمترین ضریب عملکرد حرارتی را آرایش لوزی ۶۰ درجه دارد، به طور میانگین حدود ۱۲/۷۸٪ آرایش مثلثی بازدهی بهتری نسبت به آرایش لوزی ۶۰ درجه داشته است. همچنین باتوجه به شکل در سطح مقطع مثلث بیشترین ضریب عملکرد حرارتی را آرایش لوزی ۶۰ درجه و کمترین ضریب عملکرد حرارتی را آرایش مربعی درجه دارد، به طور میانگین حدود ۸/۵۸٪ آرایش لوزی ۶۰ درجه بازدهی بهتری نسبت به آرایش مربعی داشته است. نتایج این بخش نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز ضریب عملکرد حرارتی کاهش می‌یابد که دلیل آن افزایش افت فشار است. در سطح مقطع دایره بیشترین ضریب عملکرد حرارتی مربوط به

۸-۴- تحلیل توزیع کمیات هیدرودینامیکی و حرارتی

در این قسمت کانتورهای فشار، سرعت و دما برای آب خالص برحسب عدد رینولدز در چاه حرارتی با موانعی با سطح مقطع دایره، برای آرایش مثلثی و سطح مقطع مثلث، برای آرایش مربعی ارائه شده است (به شکل (۱۴) تا (۱۹) توجه شود). در این بخش ارتفاع مانع‌ها $1/5$ میلی‌متر و شار حرارتی $150 \left(\frac{kw}{m^2} \right)$ است. کانتورهای فشار و سرعت در صفحه XY و $Z=2$ میلی‌متر ترسیم شده است. کانتورهای دما در صفحه XY و $Z=2$ میلی‌متر و صفحه YZ و $X=13/75$ میلی‌متر ترسیم شده است. شکل ۱۴ کانتور فشار آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره در صفحه XY و $Z=2$ میلی‌متر را در عدد رینولدز ۲۰۰ و ۸۰۰ نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز، گرادیان فشار بین مقطع ورودی و خروجی افزایش می‌یابد. شکل ۱۵ کانتور فشار آرایش مربعی با سطح مقطع مثلث در صفحه XY و $Z=2$ میلی‌متر را در عدد رینولدز ۲۰۰ و ۸۰۰ نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در این حالت نیز با افزایش عدد رینولدز، گرادیان فشار بین مقطع ورودی و خروجی افزایش می‌یابد. باتوجه به شکل ۱۴ و ۱۵، در یک عدد رینولدز مشخص، گرادیان فشار برای آرایش مربعی با سطح مقطع مثلث بیشتر از آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره است. شکل ۱۶ کانتور سرعت آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره در صفحه XY و $Z=2$ میلی‌متر

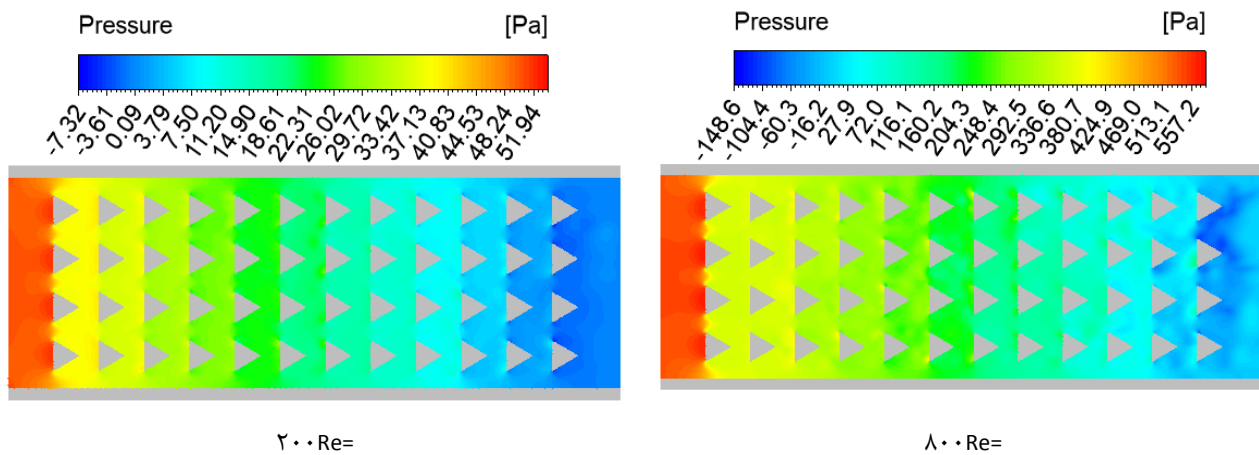


$200 \cdot Re =$

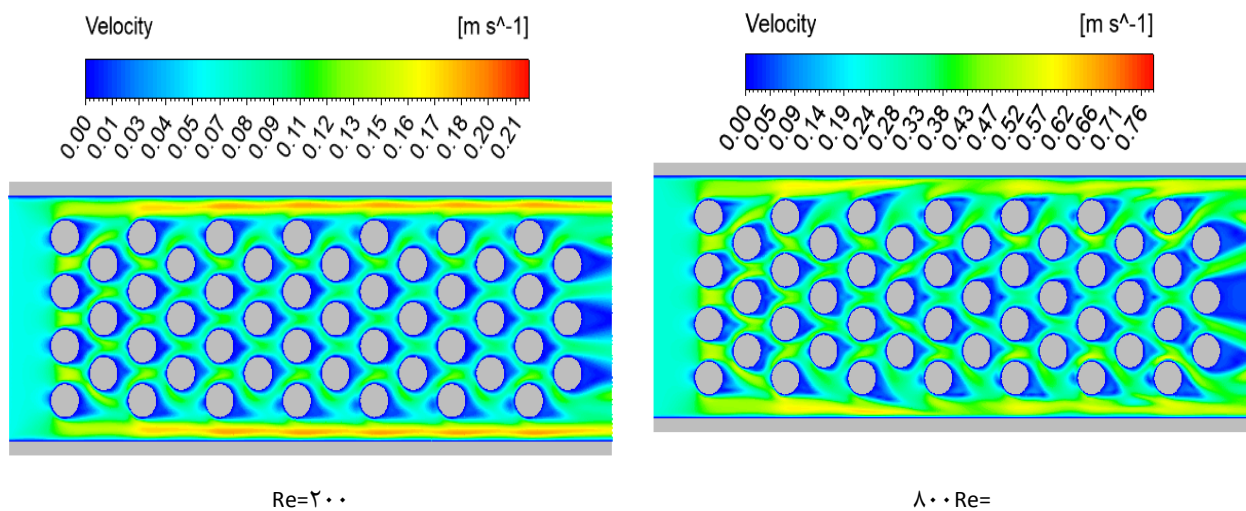


$800 \cdot Re =$

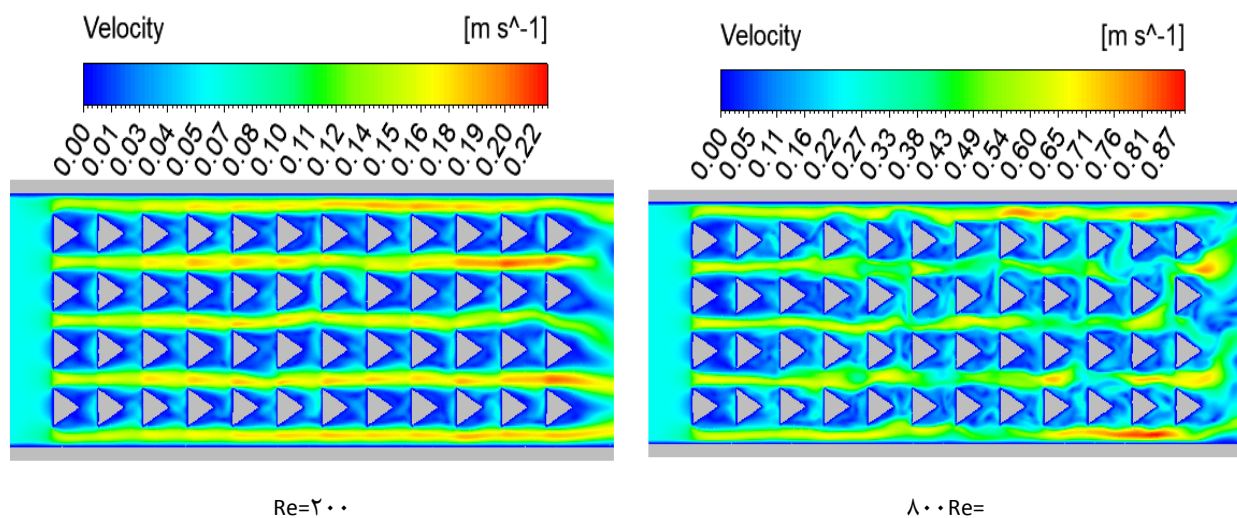
شکل (۱۴): کانتور فشار آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره در صفحه XY و $Z=2$ میلی‌متر



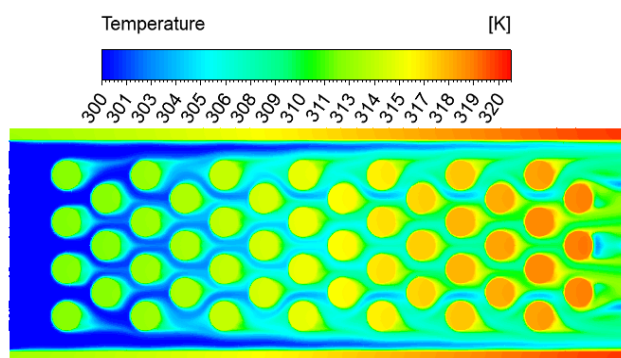
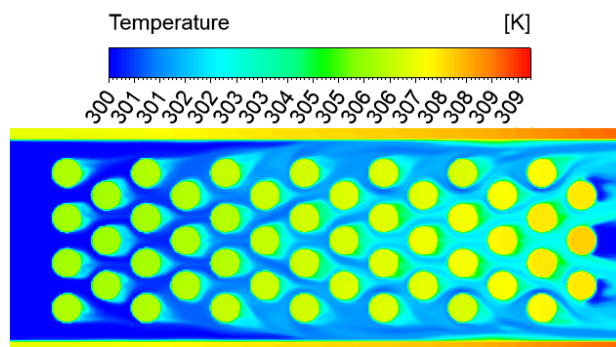
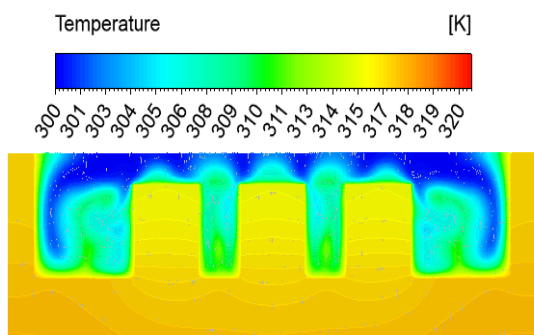
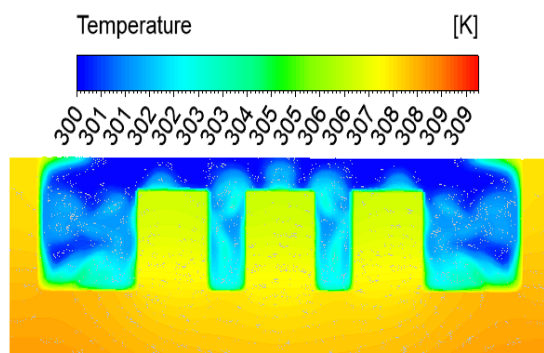
شکل (۱۵): کانتور فشار آرایش مربعی با سطح مقطع مثلث در صفحه XY و $Z=2$ میلی‌متر



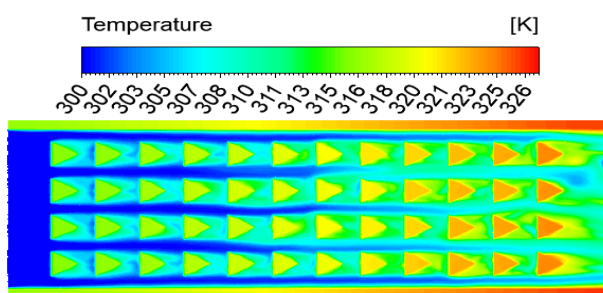
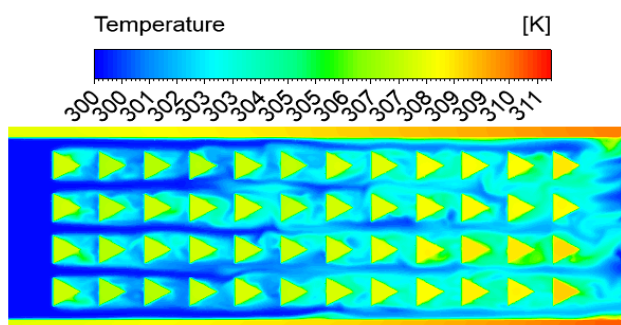
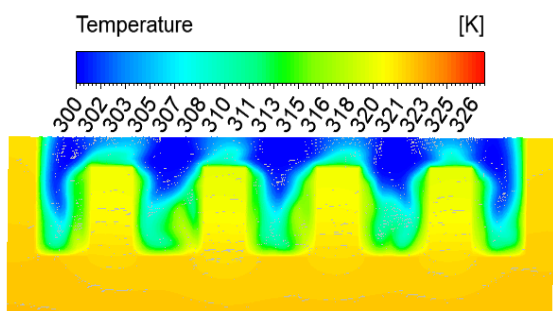
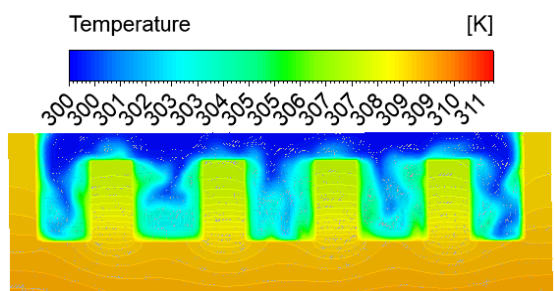
شکل (۱۶): کانتور سرعت آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره در صفحه XY و $Z=2$ میلی‌متر



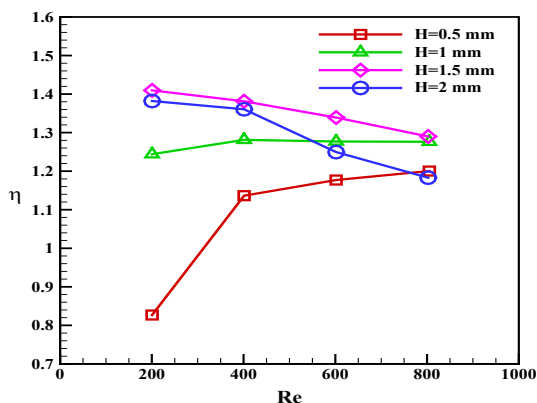
شکل (۱۷): کانتور سرعت آرایش مربعی با سطح مقطع مثلث در صفحه XY و $Z=2$ میلی‌متر

 $200 \cdot Re =$  $800 \cdot Re =$  $200 \cdot Re =$  $800 \cdot Re =$

شکل (۱۸): کانطور دما آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره در صفحه xy و $x = 13/75$ میلی‌متر

 $200 \cdot Re =$  $800 \cdot Re =$  $200 \cdot Re =$  $800 \cdot Re =$

شکل (۱۹): کانطور دما آرایش مربعی با سطح مقطع مثلث در صفحه xy و $x = 13/75$ میلی‌متر



شکل (۲۲): ضریب عملکرد حرارتی آب خالص برحسب عدد رینولدز در چاه حرارتی با ارتفاع موانع مختلف در سطح آرایش مثلثی سطح مقطع دایره

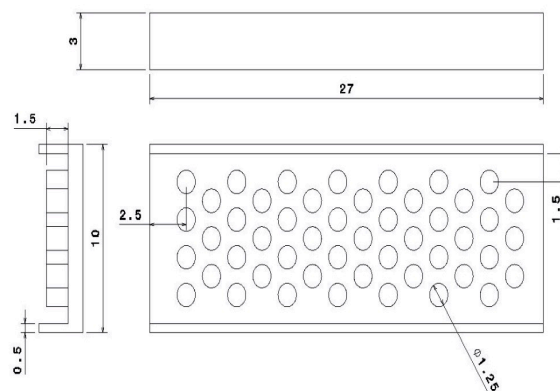
۹- نتیجه گیری

در کار حاضر به شبیه سازی سه بعدی جریان آب در یک چاه حرارتی با شار حرارتی یکنواخت پرداخته شد. باتوجه به کارهای صورت گرفته، تاکنون بررسی همزمان اثر تغییر نوع سطح مقطع و آرایش موانع بر مشخصه های هیدرودینامیکی و حرارتی جریان سیال مورد بررسی قرار نگرفته است؛ لذا هدف از کار حاضر بررسی بهترین آرایش با بیشترین بازدهی است. بدین منظور دو سطح مقطع دایره و مثلث در چهار نوع آرایش مربع، لوزی ۳۰ درجه، لوزی ۶۰ درجه و مثلثی در نظر گرفته شده است. شبیه سازی به کمک نرم افزار تجاری انسیس فلوئنت انجام شده است. قبل از انجام شبیه سازی ها به منظور اعتبارسنجی مسئله از چاه حرارتی که در پژوهش بهندری و پراجاپاتی [۱۶] آمده است، استفاده شد و نتایج حاصل از آن با نتایج عددی آن مقایسه گردید. در این تحقیق ابتدا افت فشار و انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفت. سپس با تعریف ضریب عملکرد حرارتی، چاه حرارتی بهینه مشخص شده است.

در ابتدا دو سطح مقطع دایره و مثلث در چهار نوع آرایش مربع، لوزی ۳۰ درجه، لوزی ۶۰ درجه و مثلثی در نظر گرفته شده است. ابتدا عملکرد این چهار آرایش مذکور در چهار رینولدز ۸۰۰-۶۰۰-۴۰۰-۲۰۰ با یکدیگر مقایسه شد. نتایج به دست آمده به طور خلاصه در ذیل آورده شده است:

۱. نتایج نشان می دهد که با افزایش عدد رینولدز افت فشار در آب خالص افزایش می یابد و در سطح مقطع دایره بیشترین افت فشار در آرایش مثلثی و کمترین افت فشار در آرایش مربعی است، همچنین در سطح مقطع مثلث بیشترین افت فشار در آرایش لوزی ۶۰ درجه و کمترین افت فشار در آرایش مربعی است.
۲. با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت در آب خالص افزایش می یابد و در سطح مقطع دایره بیشترین عدد ناسلت مربوط به

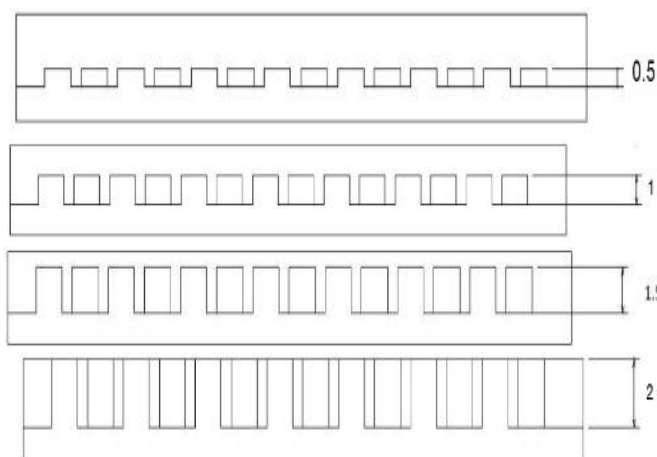
پس از بررسی نمودارهای افت فشار، عدد ناسلت و نسبت انتقال حرارت به افت فشار که در شکل (۸) الی شکل (۱۳) کانتورهای فشار، سرعت و دما که در شکل (۱۴) تا شکل (۱۹) ارائه شده است می توان نتیجه گیری کرد که در این پژوهش بهترین آرایش آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره است که در شکل (۲۰) قابل مشاهده است.



شکل (۲۰): آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره

پس از مشخص شدن بهترین آرایش و سطح مقطع، چهار ارتفاع ۲-۱/۵-۱-۰/۵ میلی متری برای موانع موجود در چاه حرارتی در نظر گرفته می شود. این چهار ارتفاع باله در شکل (۲۱) قابل مشاهده است.

هرکدام از این موانع در چهار عدد رینولدز ۸۰۰-۶۰۰-۴۰۰-۲۰۰ بررسی شده است. نتایج حاصل از این بررسی در شکل قابل مشاهده است. این نتایج نشان می دهد که بیشترین بازدهی را مانعی با ارتفاع ۱/۵ میلی متر و کمترین بازدهی را مانعی با ارتفاع ۰/۵ میلی متر دارا است. مانعی با ارتفاع ۱/۵ میلی متر حدود از ۷/۱۵٪ الی ۶۹/۷۶٪ بازدهی بهتری نسبت مانعی با ارتفاع ۰/۵ میلی متری داشته است.



شکل (۲۱): چهار ارتفاع موانع در آرایش مثلثی - سطح مقطع دایره

- International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007. 50(23-24): p. 4661-4667.
- [8]. Seyf, H.R. and M. Layeghi, Numerical analysis of convective heat transfer from an elliptic pin fin heat sink with and without metal foam insert. Journal of Heat Transfer, 2010. 132.(۷)
- [9]. Wang, F., J. Zhang, and S. Wang, Investigation on flow and heat transfer characteristics in rectangular channel with drop-shaped pin fins. Propulsion and power research, 2012. 1(1): p. 64-70.
- [10]. Tuckerman, D.B. and R.F.W. Pease, High-performance heat sinking for VLSI. IEEE Electron device letters, 1981. 2(5): p. 126-129.
- [11]. Hetsroni, G., A. Mosyak, and Z. Segal, Nonuniform temperature distribution in electronic devices cooled by flow in parallel microchannels. IEEE Transactions on components and packaging technologies, 2001. 24(1): p. 16-23.
- [12]. Qu, W. and I. Mudawar, Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink. International journal of heat and mass transfer, 2002. 45(12): p. 2549-2565.
- [13]. Jaspersion, B.A., et al., Comparison of micro-pin-fin and microchannel heat sinks considering thermal-hydraulic performance and manufacturability. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies :۳۳(۱), ۲۰۰۹, p. 148-160.
- [14]. Pourmahmoud, N., H. Soltanipour, and I. Mirzaee, The effects of longitudinal ribs on entropy generation for laminar forced convection in a microchannel. Thermal Science, 2016. 20(6): p. 1963-1972.
- [15]. Wang, G., et al., Fluid and heat transfer characteristics of microchannel heat sink with truncated rib on sidewall. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020. 148: p. 119142.
- [16]. Bhandari, P. and Y.K. Prajapati, Thermal performance of open microchannel heat sink with variable pin fin height. International Journal of Thermal Sciences, 2021. 159: p. 106609.
- [17]. Shekhar Thakre, A.P., Prateek D. Malwe, Heat transfer and pressure drop analysis of a microchannel heat sink using nanofluids for energy applications. 2023.
- [18]. Mukhtar, M. H., Khan, M. N., Singh, B. P., & Ansari, M. A. (2024). Effect of variation in heights of cylindrical pinfins on the thermo-hydraulic performance of an open-microchannel heat sink. Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals, 1-16. <https://doi.org/10.1080/10407790.2024.2341326>
- [19]. Yadav V, Baghel K, Kumar R, Kadam ST. Numerical investigation of heat transfer in extended surface آرایش مثلثی و کمترین عدد ناسلت مربوط به آرایش مربعی است، همچنین در سطح مقطع مثلث بیشترین عدد ناسلت مربوط به آرایش لوزی ۶۰ درجه و کمترین عدد ناسلت مربوط به آرایش مربعی است.
۳. نتایج نشان می‌دهد که ضریب عملکرد حرارتی با افزایش عدد رینولدز، کاهش می‌یابد که دلیل آن افزایش افت فشار است. در سطح مقطع دایره بیشترین ضریب عملکرد حرارتی مربوط به آرایش مثلثی و کمترین آن مربوط به آرایش لوزی ۶۰ درجه است به عبارت دیگر آرایش مثلثی حدود ۱۲/۷۸٪ بازدهی بهتری نسبت به آرایش لوزی ۶۰ درجه داشته است، همچنین در سطح مقطع مثلث بیشترین ضریب عملکرد حرارتی مربوط به آرایش لوزی ۶۰ درجه و کمترین آن مربوط به آرایش مربعی است به عبارت دیگر آرایش لوزی ۶۰ درجه حدود ۸/۵۸٪ بازدهی بهتری نسبت به آرایش مربعی داشته است.
- از سه نتیجه‌ای که در بالا ذکر گردید می‌توان نتیجه‌گیری کرد که آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره به عنوان بهترین هندسه در این تحقیق است.
- پس از انتخاب بهترین هندسه، چهار ارتفاع مختلف از موانع مورد بررسی قرار گرفت که نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که آرایش مثلثی با سطح مقطع دایره که با چهار ارتفاع مانع ۱/۵-۱-۰/۵ میلی متری مورد بررسی قرار گرفت، بیشترین بازدهی مربوط به مانعی با ارتفاع ۱/۵ میلی متر و کمترین بازدهی مربوط به مانعی با ارتفاع ۰/۵ میلی متر است.
- ### ۱۰- مراجع
- [1]. VanFossen, G.J., Heat-transfer coefficients for staggered arrays of short pin fins. 1982.
- [2]. Metzger, D., C. Fan, and S. Haley, Effects of pin shape and array orientation on heat transfer and pressure loss in pin fin arrays. 1984.
- [3]. hen, Z., et al, Convective heat transfer and pressure loss in rectangular ducts with drop-shaped pin fins. Heat and Mass transfer, 1997. 33(3): p. 219-224.
- [4]. Chyu, M., Y. Hsing, and V. Natarajan, Convective heat transfer of cubic fin arrays in a narrow channel. 1998.
- [5]. Li, Q., et al., Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1998. 19(3): p. 245-250.
- [6]. Ricci, R. and S. Montelpare, An experimental IR thermographic method for the evaluation of the heat transfer coefficient of liquid-cooled short pin fins arranged in line. Experimental thermal and fluid science, 2006. 30(4): p. 381-391.
- [7]. Yang, K.-S., et al., A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations.

microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer 2016; 93:612–622.

- [20]. Maradiya, C., J. Vadher, and R. Agarwal, The heat transfer enhancement techniques and their thermal performance factor. Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences, 2018. 7(1): p. 1-21.

فهرست علائم

علائم اصلی

مساحت	A
قطر هیدرولیکی	D_h
ضریب اصطکاک دارسی ویسباخ	f
عدد ناسلت	Nu
فشار (pa)	P
عدد رینولدز	Re
سرعت (m/s)	u
دما ($^{\circ}\text{K}$)	T
طول (m)	L
شار گرمایی (W/m^2)	q"
ظرفیت گرمایی ویژه ($\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{K}$)	C_p
هدایت حرارتی ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{K}$)	k

علائم یونانی

چگالی (kg/m^3)	ρ
ضریب لزجت دینامیکی (kg/ms)	μ
ضریب عملکرد حرارتی	η

زیرنویس‌ها

سطح پایین	bw
حجم	Bulk
همرفتی	cw
میانگین	avg
ورودی	in