

بررسی تجربی و عددی انتقال گرما صفحه تخت با استفاده از کانال های با مقاطع مختلف

سمانه امینی آحور*
 دکترای تخصصی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، s.aminihour@tabrizu.ac.ir
 محرم جعفری*
 دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، mjafari@tabrizu.ac.ir
 سید فرامرز رنجبر
 استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، s.ranjbar@tabrizu.ac.ir
 رضا حسن نژاد قدیم
 دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، hassannejhad@tabrizu.ac.ir

چکیده

این مطالعه هر دو روش تجربی و عددی یک سیستم خنک کننده را برای یک صفحه مسطح مسی تحت شرایط حالت پایا بررسی می کند. متغیرهای اولیه بررسی شده عبارتند از: دمای سیال ورودی، شار گرمایی اعمال شده بالا، و شکل های متفاوت مقطع کانال. تأثیر متغیرهای توان پمپ، ضریب انتقال گرما، عدد ناسلت، افت فشار بر حسب عدد رینولدز در عملکرد سیستم تحلیل می شود و در نهایت با استفاده از شاخص ارزیابی عملکرد بهینه ترین سطح مقطع کانال برای خنک کاری صفحه تخت ارزیابی می شود. در این مطالعه از سیال کاری آب در دبی های حجمی ۵۰،۶۰،۷۰،۸۰،۹۰ لیتر بر ساعت استفاده شد. نتایج نشان می دهد با توجه به اینکه کانال ها کوتاه بوده و پروفیل های دما و سرعت به طول توسعه یافته گرمایی و هیدرودینامیکی نمی رسند، لذا تمامی نتایج باید در ناحیه طول ورودی صورت گیرد. همچنین با اعمال مقدار ثابت دبی حجمی به آب در هندسه های مختلف کانال، کانال های مربعی و نیم دایره ای رفتار آشفته داشته و منجر به ایجاد گردابه شده، در حالیکه هندسه مثلثی در همان دبی رفتار جریان لایه ای داشت. از دیگر نتایج میتوان گفت که ضریب انتقال گرما همرفتی و عدد ناسلت در کانال مربعی بیشترین مقدار را دارد. تجزیه و تحلیل افت فشار نشان می دهد که کانال مربعی کمترین افت فشار را در سیال خنک کننده ایجاد می کند. با توجه به بالا بودن ضریب انتقال گرمای همرفتی و کمتر بودن افت فشار، میتوان گفت که کانال با هندسه مربعی بهترین عملکرد ترموهیدودینامیکی را دارد. اما برای گنجانیدن این دو پارامتر اصلی در یک رابطه و مقایسه دقیق از رابطه شاخص ارزیابی عملکرد استفاده شد. این شاخص نیز به طور دقیق نشان داد که مقطع مربعی بهترین شاخص ارزیابی عملکرد ترموهیدودینامیکی را دارد. علاوه بر این، شبیه سازی های عددی انجام شده با استفاده از نرم افزار COMSOL درجه بالایی از تطابق با یافته های تجربی را با حداکثر انحراف حدود ۴ درصد نشان میدهد و در نتیجه دقت و قابلیت اطمینان نتایج نظری را تأیید می کند.

واژه های کلیدی: انواع شکل کانال، سیستم خنک کننده، حالت پایا، افت فشار، انتقال گرما، مدیریت گرمایی، مبادله کن گرما.

Experimental and numerical investigation of heat transfer of flat plate using channels with different cross-sections

S. Amini Ahour
M. Jafari
S. F. Ranjbar
R. Hassannejhad

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
 Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
 Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
 Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

This study investigates both experimental and numerical methods for a cooling system applied to a flat copper plate under steady-state conditions. The primary variables examined include inlet fluid temperature, high applied heat flux, and different channel cross-sectional shapes. The influence of pump power, heat transfer coefficient, Nusselt number, and pressure drop as a function of Reynolds number on system performance is analyzed. Finally, using a performance evaluation index, the optimal channel cross-section for cooling the flat plate is evaluated. In this study, water was used as the working fluid at volumetric flow rates of 50, 60, 70, 80, and 90 liters per hour. The results show that since the channels are short and the temperature and velocity profiles do not reach thermal and hydrodynamic fully developed lengths, all results must be obtained in the entrance region. Furthermore, by applying a constant volumetric flow rate to the water in different channel geometries, the square and semi-circular channels exhibited turbulent behavior and led to the formation of vortices, while the triangular geometry showed laminar flow behavior at the same flow rate. Other results indicate that the convective heat transfer coefficient and the Nusselt number are highest in a square channel. Pressure drop analysis indicates that the square channel produces the least pressure drop in the coolant. Considering the high convective heat transfer coefficient and lower pressure drop, it can be said that the channel with a square geometry has the best thermohydraulic performance. However, to include these two main parameters in a single relationship and make an accurate comparison, the performance evaluation index was used. This index also accurately showed that the square cross-section is the best indicator for evaluating thermohydraulic performance. Furthermore, numerical simulations performed using COMSOL software show a high degree of agreement with experimental findings, with a maximum deviation of approximately 4%, thus confirming the accuracy and reliability of the theoretical results.

Keywords : Different Channel shape, Cooling system, Steady state, Pressure drop, Heat transfer; Thermal Management, Heat Exchanger.

* نویسندگان مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: s.aminihour@tabrizu.ac.ir و mjafari@tabrizu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۲

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۷/۲۱

۱- مقدمه

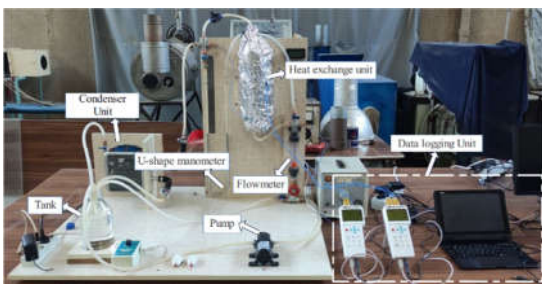
بررسی است. تجزیه و تحلیل نظری انتقال گرمای همرفت طبیعی در یک حفره دوزنقه ای نیمه گرم شده پر از نانوسیال نانولوله کربنی تک جداره (SWCNT) توسط Haq و همکاران انجام شد. [۱۴]. مطالعه آنها نشان داد که در اعداد ریلی پایین، رسانایی غالب است، در حالی که همرفت در اعداد ریلی بالاتر قابل توجه تر است. علاوه بر این، لزجت پایین سیال مانع از انتقال گرما می شود که منجر به گردش سیال قوی تر می شود.

به منظور خنک کردن یک صفحه تخت، این مطالعه به بررسی قابلیت های خنک کننده سه کانال با سطح مقاطع مختلف در حالت پایا می پردازد. ارزیابی ها بر اساس داده های جمع آوری شده با دقت انجام شد. آزمایش ها در یک محیط آزمایشگاهی کنترل شده، که در آن نرخ گرما بالا به طور مداوم به صفحه تخت اعمال می شود، انجام شد. سه کانال با مقاطع مثلثی، مربعی و نیم دایره ای از جنس آلومینیوم ساخته شد که آب خالص از آنها عبور می کرد. کانال ها برای عملکرد خنک کننده، جذب گرما و افت فشار در اعداد مختلف رینولدز، نرخ جریان ارزیابی شدند. این مطالعه تحت نرخ های گرما اعمال شده بالا، ۲۵۰، ۳۰۰ و ۳۵۰ وات انجام شد و عملکرد کانال ها در این سطوح نرخ گرما مختلف مورد ارزیابی قرار گرفت. شبیه سازی های عددی نیز با استفاده از نرم افزار COMSOL Multiphysics انجام شد و از داده های تجربی برای تایید یافته ها استفاده شد. علاوه بر این، توزیع دما برای هر سه کانال تحت شرایط مختلف آزمایش، از جمله نرخ های گرمای مختلف و دمای ورودی سیال خنک کننده، از طریق شبیه سازی های عددی به دست آمد.

۲- مدل سازی و روش های عددی

۲-۱- ساخت دستگاه آزمایش

یک سیستم خنک کننده طراحی، ساخته و مورد آزمایش قرار گرفت که شامل: صفحه مسطح مسی، کانال هایی با سطوح مقطع متعدد، المنت هیتر، پمپ، مخزن، رادیاتور، فن، دستگاه های اندازه گیری فشار، دما و جریان، شیرها و واحد ثبت داده ها می باشد. شکل (الف) عکس دستگاه آزمایشگاهی (ب) طرحواره دستگاه آزمایشگاهی را نشان می دهد.

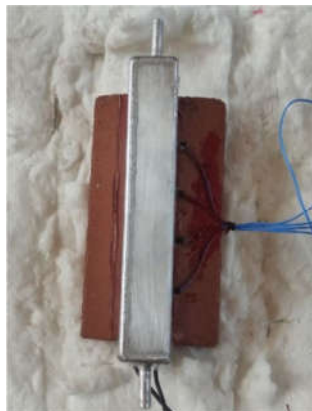


شکل ۱- سامانه آزمایشگاهی

داین تحقیق از یک صفحه مسی مستطیلی به طول ۱۸۰ میلی متر، عرض ۳۰ میلی متر و ضخامت ۵ میلی متر استفاده شد. صفحه مسی در مدل شبیه سازی حاضر به عنوان سطحی با شار گرمایی یکنواخت در نظر گرفته شده است. استفاده از مس به دلیل رسانایی گرمایی

مدیریت گرمایی موثر در بسیاری از صنایع ضروری است. از سلول های فتوولتایی و باتری های وسایل نقلیه الکتریکی گرفته تا قطعات الکترونیکی، حفظ پایداری گرمایی بسیار مهم است. شدت گرما بالا می تواند به طور قابل توجهی کارایی را کاهش دهد [۱، ۲] و در برخی موارد باعث خرابی سیستم ها شود [۳]. کانال های مورد بررسی در این پژوهش در سیستم های خنک کاری و مدیریت گرمایی کاربرد دارند. این کانال ها در مبادله کن های گرما، خنک کاری تجهیزات الکترونیکی و میکروالکترونیکی، سیستم های خنک کاری موتور و همچنین در صنایع هوافضا و انرژی به ویژه در شرایطی که نیاز به انتقال گرمای موثر با حداقل افت فشار وجود دارد، مورد استفاده قرار می گیرند. انتخاب سه هندسه مختلف کانال در این تحقیق نیز با هدف بررسی کارایی و مقایسه عملکرد گرمایی و هیدرولیکی آن ها در چنین کاربردهایی صورت گرفته است. نتایج این مقایسه می تواند به طراحی بهینه و انتخاب هندسه مناسب برای کاربردهای صنعتی و پژوهشی مرتبط کمک نماید. عملکرد سلول های فتوولتایی با افزایش دما در اثر تابش خورشیدی بدتر می شود [۴]. با توجه به نقش تعیین کننده پانل های خورشیدی در تولید انرژی، توسعه استراتژی هایی برای افزایش کارایی آنها و بهینه سازی توان خروجی بسیار مهم است. یک رویکرد شامل استفاده از سیستم های فتوولتایی گرمایی (PV/T) است که در آن آب گرم تولید می شود و خنک شدن توسط سیالاتی که از طریق گذرگاه های زیر پانل ها حرکت می کنند تسهیل می شود [۵]. آب معمولاً به عنوان یک محیط خنک کننده در مطالعات مختلف استفاده شده است [۶] و نتایج مطلوبی را به همراه داشته است. تحقیقات دیگر یافته های خود را با وارد کردن هوا [۷] یا ترکیبی از هوا و آب [۸، ۹] در مجراها منتشر کرده اند. نجف پور و همکاران [۱۰] تمرکز بر اثرات پیکربندی های هندسی و استفاده از نانوسیال ها در بهبود عملکرد گرمایی چاه های گرمایی کانال چند شاخه (MBCHS) برای کاربردهای گردآور خورشیدی بررسی کردند. در همین حال، پیشرفت هایی در سیستم های تهویه مطبوع با انرژی خورشیدی و گردآورهای لوله ای تخلیه شده، که رطوبت هوا را کاهش می دهند، صورت گرفته است، که انتقال گرما از تابش خورشیدی یک عامل کلیدی عملکرد است [۱۱]. در زمینه مدیریت گرمایی باتری لیتیومی، Gungor و همکاران [۱۲] تحقیقات تجربی بر روی ویژگی های الکتریکی و گرمایی باتری های مورد استفاده در وسایل نقلیه الکتریکی انجام داد و نشان داد که تولید گرمای نابرابر منجر به عدم تعادل توزیع دما می شود. علاوه بر این، آنها تأثیر نرخ تخلیه، دمای محیط و کاهش ظرفیت را پس از ۵۰۰ چرخه ارزیابی کردند و خاطرنشان کردند که کاهش دمای محیط تا ۳ درصد کاهش ظرفیت باتری را کاهش می دهد. به طور مشابه، Telli و همکاران [۱۳] یک تحلیل نظری از خنک سازی مایع برای باتری های لیتیوم یونی مورد استفاده در سیستم های ذخیره سازی انرژی انجام داد و دو مدل عددی را با هم مقایسه کرد و دریافت که پیکربندی سایبان به سایبان عملکرد گرمایی بالاتری را در مقایسه با طراحی خنک کننده U-turn ارائه می دهد.

زمینه انتقال گرمای همرفتی توسط تعدادی از محققین در حال



شکل ۳- واحد مبادله کن گرما شامل اتصالات حسگر دما

جدول ۱- اطلاعات مورد استفاده دستگاه های اندازه گیری

دستگاه	نوع	کمیت اندازه گیری	عدم قطعیت	محدوده
دماسنج	TES 1384	دما	$\pm 0.05\%$	$-100-999.9^{\circ}\text{C}$
دبی سنج	Inline	دبی	10 L/hr	25-250 L/hr
فشارسنج	U-shape	افت فشار	$\pm 1\text{ mmHg}$	0-20 cmHg

۲-۲- شبیه سازی عددی

با تجزیه و تحلیل عددی، سیستم با استفاده از روش تفاضل محدود با نرم افزار COMSOL Multiphysics مدل سازی شد و شرایط تجربی که قبلاً توضیح داده شد را تکرار کرد. این مطالعه در شرایط حالت پایدار با مقایسه بین نتایج تجربی و نظری انجام شد. تجزیه و تحلیل بر توزیع دما و افت فشار در کانال ها با مقطع و دبی جریان متفاوت متمرکز بود. مدل سازی سه بعدی با در نظر گرفتن جریان سیال در داخل کانال ها و همچنین خواص انتقال گرما مربوط به کانال های آلومینیومی و سیال انجام شد. معادلات حاکم به صورت سه بعدی حل شدند و درک جامع تری از پدیده های مورد بررسی ارائه کردند. سناریوهای چندگانه حالت پایدار شبیه سازی شدند، مانند دمای دیوار در اعداد مختلف رینولدز، ضرایب انتقال گرما در اعداد مختلف رینولدز، عملکرد خنک کننده در جریان ها و توان های مختلف پمپ و کاهش فشار در اعداد Re مختلف. شکل ۴ شبکه بندی کانال های مختلف را در شبیه سازی عددی نشان می دهد. همچنین در شکل ۵ و ۶ به ترتیب نتایج عددی توزیع دما و توزیع سرعت نمایش داده می شود. شبیه سازی عددی شامل بحث در مورد زیربخش های زیر است: معادلات حاکم، ایجاد دامنه محاسباتی، تحلیل استقلال شبکه، تعیین مدل، تنظیم شرایط ناحیه سلولی و تعریف شرایط مرزی.

بسیار بالا، امکان انتقال یکنواخت گرما را فراهم می آورد و از ایجاد نقاط داغ (hotspot) جلوگیری می کند. این انتخاب به ویژه در شبیه سازی های عددی برای کنترل شرایط مرزی و تحلیل دقیق تر رفتار گرمایی مؤثر است. سه نوع کانال با شکل های مقطع مختلف - مربع، مثلث و نیم دایره - به کار گرفته شد. شکل ۲ سه نوع کانال را نشان می دهد که برای این مطالعه استفاده شده است. این کانال ها از ورق آلومینیوم به ضخامت ۳ میلی متر با استفاده از جوش آرگون ساخته شده اند. کانال نیم دایره ای به قطر ۳۰ میلی متر و عمق ۱۸۰ میلی متر، کانال مربعی ۳۰ میلی متر و کانال مثلث متساوی الاضلاع ۳۰ میلی متر با اضلاع ۳۰ میلی متر و عمق ۱۸۰ میلی متر بود. واحد مبادله کن گرما دارای کانال مربعی در شکل ۳ نشان داده شده است. تنها عامل مؤثر بر عملکرد سیستم، شکل مقطع کانال ها بود زیرا ابعاد هندسی، حجم سیال و دبی ورودی همگی ثابت بودند. با این تفاسیر می توان مقایسه مناسبی بین سه پیکربندی انجام داد. این مطالعه تحت شرایط حالت پایدار، با کانال، صفحه مسطح و حسگرها با فرض شرایط آدیاباتیک کاملاً عایق شده انجام شد. آب خالص به عنوان سیال کاری استفاده شد. با اعمال ولتاژ الکتریکی کنترل شده به المنت گرمایی، نرخ های گرمایی ۲۵۰ وات، ۳۰۰ وات و ۳۵۰ وات اعمال شد و دمای صفحه در طول آزمایش به حداکثر ۸۰ درجه سلسیوس رسید. پمپ آب خالص را در سیستم با سرعت جریان ثابت به گردش در می آورد و به سیال اجازه می داد گرما را از صفحه جذب کرده و از کانال خارج شود. خوانش دما با استفاده از چهار حسگر قرار داده شده روی صفحه به دست آمد. جدول ۱ جزئیات دستگاه اندازه گیری را نشان می دهد. دمای سیال خنک کننده با تغییر سرعت فن چگالنده، حفظ دمای سیال در ۲۰ درجه سلسیوس، ۲۱ درجه سلسیوس یا ۲۲ درجه سلسیوس تنظیم می شد. سیال خنک کننده قبل از ورود به کانال و پس از خروج از آن اندازه گیری شد. سطوح مقطع مختلف کانال، نرخ های جریان سیال خنک کننده مختلف و نرخ های گرما متفاوت مورد بررسی قرار گرفت.



شکل ۲- کانال های با مقطع مربعی و مثلثی و نیم دایره

جدول ۲- شرایط عملیاتی

پارامترها	مقدار آزمایش	عدم قطعیت
دمای محیط	24 °C	0.5 °C
دمای ورودی آب	20, 21, 22 °C	0.15 °C
دبی جریان	50, 60, 70, 80, 90 L/h	0.36 L/h
توان گرمایی ورودی	250, 300, 350 W	2 W
توان خروجی آب	21.9 - 26.8 °C	0.15 °C
افت فشار	2390-8005 Pa	1 Pa
دما	20-27	< 2 C

۳-۲- معادلات حاکم بر CFD

در این پژوهش از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ realizable استفاده شده است که به دلیل فرمول‌بندی اصلاح‌شده لزجت آشفتگی، نتایج دقیق‌تری در نواحی با گرادیان شدید سرعت و نرخ کرنش بالا ارائه می‌دهد. این مدل در مقایسه با مدل $k-\epsilon$ استاندارد توانایی بیشتری در پیش‌بینی جریان‌های چرخشی، نواحی بازچرخش و جدایش جریان از دیواره دارد. علاوه بر این، مطالعات نشان داده‌اند که مدل $k-\epsilon$ realizable دقت بالاتری در برآورد انتقال گرما و پروفیل دمای دیواره در جریان‌های با عدد رینولدز متوسط دارد. به دلیل پایداری عددی مناسب و اعتبارسنجی گسترده در کاربردهای صنعتی، استفاده از این مدل برای شبیه‌سازی جریان در کانال‌های مورد بررسی انتخاب شده است. محدوده عدد رینولدز در پژوهش حاضر ۱۸۰۰ تا ۳۳۰۰ می‌باشد که در مرز بین جریان‌های گذار و آشفتگی قرار دارد. در چنین شرایطی، مدل $k-\epsilon$ realizable به دلیل اصلاحات انجام‌شده در معادلات لزجت آشفتگی و معادله پخش، نسبت به مدل‌های ساده‌تر، نتایج دقیق‌تری ارائه می‌دهد. علاوه بر این، نتایج تحقیقات پیشین نشان داده‌اند که استفاده از این مدل در شبیه‌سازی جریان‌های داخلی در محدوده عدد رینولدز مشابه، همخوانی خوبی با داده‌های تجربی دارد. معادلات زیر نحوه استفاده از روش تفاضل محدود را برای حل معادلات بقای جرم و تکانه برای رینولدز میانگین ناویر استوکس (RANS) نشان می‌دهد.

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (1)$$

$$\nabla \cdot [-PI + (\mu + \mu_T)(\nabla u + (\nabla u)^T)] = \rho_f(u \cdot \nabla)u \quad (2)$$

پیش‌بینی آشفتگی با استفاده از معادلات RANS، دو معادله اضافی برای انرژی جنبشی آشفتگی (k) و نرخ اتلاف ویژه (ω) معرفی شده است. هنگامی که سرعت (u) برابر با صفر است، جریان آب در دیواره‌های کانال تحت محدودیت‌های مرزی بدون لغزش قرار می‌گیرد و با استفاده از مدل با عدد رینولدز پایین، درمان دیواره می‌شود. یکی از معیارهای رایج برای ارزیابی وضوح، نزدیک به دیوار، شکاف دیوار غیر بعدی، y^+ است:

$$y_w^+ = \frac{\rho_f^{0.5} \tau_w^{0.5} y_w}{\mu} \quad (3)$$

در این معادله τ_w نشان دهنده تنش برشی دیوار است که می‌توان آن را بر اساس دبی جریان جرمی و ضریب اصطکاک سطحی تخمین زد.

سازگاری بهتر در موارد مختلف شبیه‌سازی اعمال تنش برشی بر روی دیوار، که بر اساس دبی جریان جرم آب در کانال برای هر یک از سه نوع کانال تعیین شد، به معادله ۳، شکاف دیوار، y_w ، بین دیوار کانال و مرکز عنصر اول را ایجاد کرد.

۴-۲- معادلات کنترل انتقال گرما

راه‌حل معادله بقای انرژی در حالت پایدار بدون تابش، تولید گرما

یا اتلاف گرمای لزج برای اجزای جامد و سیال یافت می‌شود.

$$\psi \rho_f c_u \cdot \nabla T + \nabla \cdot (-k_\psi \nabla T) = 0 \quad (4)$$

معادله (۴) انتقال گرما رسانشی-همرفتی در محیط ترکیبی (سیال+جامد) است:

جمله اول $\psi \rho_f c_u \cdot \nabla T$ مربوط به همرفت گرما در سیال است.

جمله دوم $\nabla \cdot (-k_\psi \nabla T)$ مربوط به هدایت گرما در جامد یا سیال است.

در این معادله از یک تابع شاخص به نام ψ استفاده شده تا تفاوت بین ناحیه سیال و ناحیه جامد در نظر گرفته شود

$$\psi = \begin{cases} 1 & \text{if } x \in V_f \\ 0 & \text{if } x \in V_{Al} \end{cases} \quad (5)$$

این تابع نشان می‌دهد که:

اگر نقطه مورد نظر داخل حجم سیال V_f باشد یعنی $\psi = 1$ است و جمله همرفتی فعال است.

اگر نقطه در ناحیه جامد آلومینیوم V_{Al} باشد یعنی $\psi = 0$ یعنی همرفتی صفر است و فقط رسانش وجود دارد.

بدین ترتیب معادله (۴) همزمان قابلیت مدل سازی رسانش در جامد و هدایت و همرفتی در سیال را دارد.

هدایت گرمایی با پارامتر $k\psi$ نشان داده می‌شود که با استفاده از فرمول زیر می‌توان آن را پیدا کرد:

$$k_\psi = \begin{cases} k_f + k_T & \text{if } x \in V_f \\ k_{Al} & \text{if } x \in V_{Al} \end{cases} \quad (6)$$

در معادله ۶ رسانایی گرمایی به‌صورت وابسته به ناحیه تعریف شده است: طوری که در سیال: k_f (رسانایی گرمایی سیال پایه) به همراه k_T (اثر افزوده به دلیل حرکت یا تلاطم) بوده و در جامد آلومینیومی فقط رسانایی گرمایی k_{Al} در معادله می‌باشد.

۴-۵- شاخص ارزیابی عملکرد

Performance Evaluation Criteria (PEC) یا معیار ارزیابی عملکرد، یک شاخص مهندسی است که برای سنجش توأمان بهبود

انتقال گرما و افزایش افت فشار در سیستم‌های گرمایی (مانند مبادله کن‌های گرما یا کانال‌های جریان) به کار می‌رود. در ارزیابی هندسه

کانالها، اتکا به تنها یک معیار (مانند افزایش عدد ناسلت یا کاهش مقاومت گرمایی) کافی نیست، زیرا بهبود انتقال گرما اغلب با افزایش

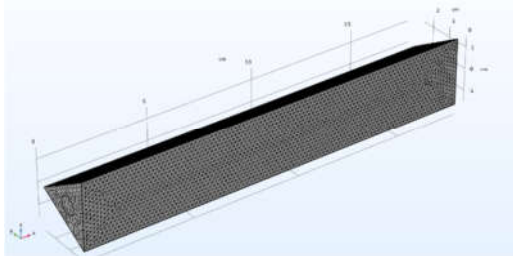
افت فشار و توان پمپاژ همراه است. بنابراین، استفاده از شاخص ارزیابی عملکرد (PEC) برای سنجش کارایی کلی نانوسیال ضروری

است. این معیار با ترکیب همزمان شاخص‌های گرمایی و هیدرودینامیکی، امکان قضاوت جامع‌تری در مورد کارایی واقعی

هندسه مورد نظر می‌دهد. [۲۶، ۲۷، ۲۸، ۲۹]

$$P_p = \rho g h \cdot \dot{V} = \Delta P \cdot \dot{V} \quad (7)$$

$$PEC = \frac{h}{W^m} = \frac{h}{\Delta P \cdot \dot{V} / A}$$



شکل ۳- گسسته سازی میدان محاسباتی کانال مثلثی

۲-۷- تحلیل استقلال شبکه

به منظور بررسی دقت فضایی شبکه در نرم افزار COMSOL سه شبکه با اندازه‌های درشت، متوسط، ریز برای مدل سه بعدی تولید شد که جزئیات آن در جدول (۳) ارائه گردیده است. پس از اجرای شبیه سازی برای تمامی این پیکربندی‌های شبکه، ضریب انتقال گرما همرفتی مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج نشان داد که در شبکه متوسط و ریز، مقادیر ضریب انتقال گرما همرفتی و عدد نوسلت به دست آمده بسیار نزدیک به یکدیگر هستند، در حالی که شبکه درشت اختلاف قابل توجهی داشت. بر این اساس، شبکه‌ی شماره ۲ به عنوان شبکه‌ی نهایی انتخاب شد، چرا که از نظر دقت و کارایی، توانایی لازم برای نمایش صحیح رفتار جریان و توزیع دما در دامنه محاسباتی را داراست. این موضوع در شکل (۲) نشان داده شده است.

جدول ۳- تحلیل استقلال از شبکه

عدد ناسلت	ضریب انتقال گرما همرفتی	تعداد المان‌ها	تعداد گره‌ها	نوع مش
29.1835	3137.23	22,808	9778	Mesh 1
29.1868	3137.58	28,655	12,475	Mesh 2
34.4228	3700.45	94,904	40,216	Mesh 3

۲-۸- شرایط مرزی و مدل هندسی

جدول ۳ ویژگی‌های هندسی صفحه تخت را که برای شبیه سازی ضروری هستند، فهرست می کند. کارایی خنک سازی و رفتار مقطع هر کانال تحت شرایط حالت پایدار با استفاده از شبیه سازی انتقال گرما ارزیابی می شود و دینامیک سیال، افت فشار و لزجت جریان برای مقاطع مختلف کانال با استفاده از شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) مورد بررسی قرار می گیرد. در هر دو شبیه سازی، آب در سه دمای مختلف وارد کانال ها می شود: ۲۰ درجه سلسیوس، ۲۱ درجه سلسیوس و ۲۲ درجه سلسیوس. علاوه بر این دماهای ورودی ثابت، سه نرخ جریان جرمی ثابت در نظر گرفته شده است. یک حالت همدمای در محاسبات هیدرو دینامیک جریان در نظر گرفته شده است. هنگامی که سطح خنک کننده برای اولین بار در دمای اتاق است، نرخ گرما یکنواخت اعمال می شود. شرایط اولیه و شرایط مرزی به شرح زیر است.

۱) شرایط مرزی سرعت:

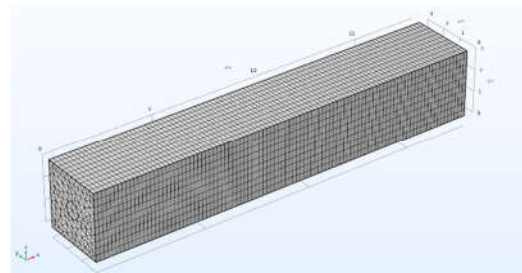
در ورودی کانال، شرط سرعت یکنواخت با مقدار U_i اعمال گردید.

(۸) عدد رینولدز جریان به شرح ذیل است:

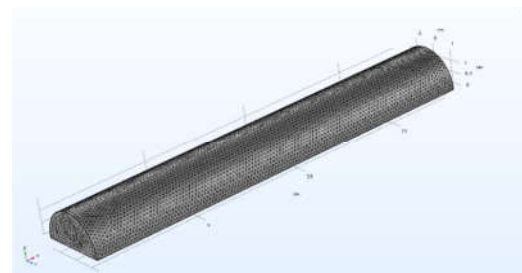
$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (9)$$

۲-۶- ایجاد دامنه محاسباتی

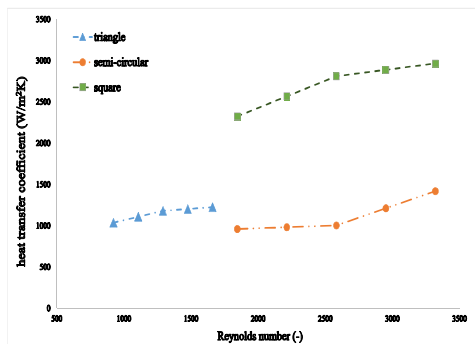
نرم افزار COMSOL Multiphysics نیز همانند سایر نرم افزارهای عددی، نیازمند تولید شبکه برای هندسه مدل است. دقت نتایج محاسباتی به شدت به اندازه و نوع المان‌های شبکه وابسته است. کاهش اندازه المان‌ها باعث افزایش دقت حل می شود، اما در عین حال تعداد سلول‌ها و در نتیجه حجم محاسباتی نیز به طور چشمگیری افزایش پیدا می کند. این موضوع علاوه بر افزایش نیاز به حافظه و توان پردازشی سیستم، زمان حل مسئله را نیز طولانی تر می سازد. بنابراین پژوهشگر باید بین دقت نتایج و هزینه محاسباتی یک تعادل منطقی برقرار کند. در COMSOL انواع مختلفی از شبکه‌ها شامل شبکه‌های ساده (structured) و بی ساختار (unstructured) وجود دارد. المان‌های مورد استفاده می توانند چهاروجهی، شش وجهی، منشوری یا ترکیبی از آن‌ها باشند. انتخاب نوع شبکه به پیچیدگی هندسه و هدف شبیه سازی بستگی دارد. برای هندسه‌های ساده معمولاً شبکه‌های منظم شش وجهی به کار می رود، اما در هندسه‌های پیچیده استفاده از شبکه‌های بی ساختار چهاروجهی کارآمدتر است. با این حال باید توجه داشت که ریز کردن بیش از حد شبکه نه تنها زمان حل را افزایش می دهد، بلکه ممکن است مدیریت پروژه را نیز دشوار کند. به همین دلیل، استفاده از تحلیل استقلال شبکه (Grid Independence Study) در COMSOL اهمیت ویژه‌ای دارد تا اندازه بهینه شبکه انتخاب شود.



شکل ۴- گسسته سازی میدان محاسباتی کانال مربعی



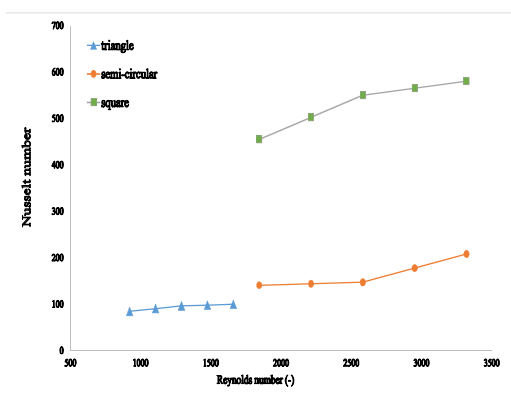
شکل ۵- گسسته سازی میدان محاسباتی کانال نیم دایره ای



شکل ۷- ضریب انتقال گرمای همرفتی در رینولدز مختلف در کانال‌های با سطح مقاطع مختلف در حداکثر نرخ گرما و دمای ورودی ۲۰ درجه سلسیوس

در کانال‌های کوتاه که جریان در ناحیه ورودی قرار دارد، طول ورودی هیدرودینامیکی و گرمایی نقش تعیین‌کننده‌ای در رفتار انتقال گرما ایفا می‌کند. بر اساس مبانی نظری کتب انتقال گرما، جریان در هندسه‌های مربعی و نیم‌دایره‌ای به دلیل تقارن سطح مقطع و یکنواختی بیشتر توزیع سرعت، سریع‌تر دچار ناپایداری شده و با افزایش عدد رینولدز وارد رژیم آشفتگی می‌شود، در حالی که در مقطع مثلثی، وجود گوشه‌های تیز و نواحی شبه‌مرداب سبب می‌شود گذار به آشفتگی به تعویق بیفتد. در این شرایط، ضریب انتقال گرمای همرفتی در کانال‌های مربعی بیشترین مقدار را دارد زیرا علاوه بر افزایش سطح تماس مؤثر، ضخامت لایه مرزی گرمایی نیز سریع‌تر کاهش یافته و اختلاط جریان بهبود می‌یابد. هندسه نیم‌دایره‌ای عملکردی متوسط از خود نشان می‌دهد و با افزایش رینولدز به تدریج بهبود پیدا می‌کند، اما مقطع مثلثی به دلیل غالب ماندن جریان آرام و محدودیت اختلاط، پایین‌ترین مقادیر انتقال گرما را ثبت می‌کند. بنابراین، برای خنک‌کاری مؤثر صفحه تخت در ناحیه ورودی، استفاده از مقاطع مربعی گزینه بهینه محسوب می‌شود.

۳-۲- بررسی عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز



شکل ۸- عدد ناسلت در اعداد رینولدز مختلف در کانال‌های با سطح مقاطع مختلف در حداکثر نرخ گرما و دمای ورودی ۲۰ درجه سلسیوس

تمام دیواره‌های جامد کانال (کف، دیواره‌های جانبی و سقف)، شرط عدم لغزش ($u=v=w=0$) در نظر گرفته شد. در خروجی کانال، شرط گرادبان صفر سرعت لحاظ گردید.

۲) شرایط مرزی دمایی:

در ورودی جریان، دمای یکنواخت T_{in} برای سیال اعمال شد. بر روی دیواره‌های که شار گرمایی مشخص وارد می‌شود، شرط مرزی $q'' = \text{constant}$ تعریف شد.

در سایر دیواره‌ها (از جمله سطح بالایی) شرط آدیاباتیک کامل $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ لحاظ گردید.

در خروجی جریان، شرط مرزی دمایی به صورت گرادبان صفر دما $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ اعمال شد.

بدین ترتیب، تبادل گرما همرفتی با محیط وجود نداشته و تمامی سطوح به جز سطح تحت شار گرمایی، کاملاً آدیاباتیک در نظر گرفته شده‌اند.

جدول ۴- مشخصات ابعاد و جنس کانال ها و ورق

مقدار	پارامتر
$180\text{mm} \times 30\text{mm} \times 5\text{mm}$	ابعاد صفحه تخت
copper	جنس صفحه تخت
401 W/m.k	رسانایی گرمایی مس
8960 kg/m^3	چگالی مس
آلومینیوم	جنس کانالها
2590 kg/m^3	چگالی آلومینیوم
123.4 W/m.k	رسانایی گرمایی آلومینیوم
$50,60,70,80,90 \text{ L/h}$	نرخ جریان(دبی)
24°C	دمای محیط

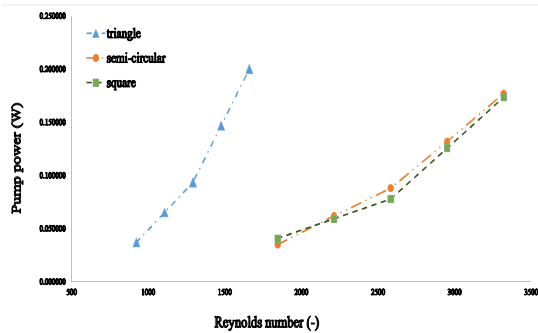
۳- نتایج و بحث

اکنون، مقایسه‌ای از اشکال مختلف کانال با توجه به اتلاف گرمای مفید، افت فشار و ضریب انتقال گرما ارائه شده است. شکل ۶ افت هد را برای طرح‌های مختلف کانال تحت شرایط کاری یکسان نشان می‌دهد. همانطور که در شکل نشان داده شده است، در تمام نرخ‌های جریان، کانال مربعی به طور مداوم کمترین افت فشار را نشان می‌دهد، در حالی که کانال مثلثی بیشترین افت فشار را تجربه می‌کند.

۳-۱- بررسی ضریب انتقال گرما بر حسب عدد رینولدز

توسعه) را در نظر گرفت؛ اگر هدف حداقل کردن افت فشار است نیم‌دایره یا مربع اولویت دارد، اما اگر حتی در ناحیه آرام افزایش انتقال گرما مدنظر باشد، مثلث به‌خاطر گرادیان‌های برشی قوی‌تر گزینه‌ای پرهزینه ولی مؤثر است.

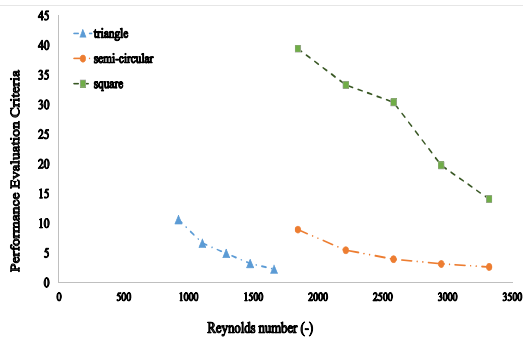
۳-۴- بررسی توان پمپ بر حسب عدد رینولدز



شکل ۱۰- توان پمپ در اعداد رینولدز مختلف در کانال‌های با سطح مقاطع مختلف در حداکثر نرخ گرما و دمای ورودی ۲۰ درجه سلسیوس

با افزایش عدد رینولدز، توان پمپاژ موردنیاز در تمامی هندسه‌ها روندی صعودی دارد که ناشی از افزایش افت فشار و مقاومت هیدرولیکی جریان است. در مقاطع مثلثی، توان پمپاژ به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای بالاتر از سایر هندسه‌هاست، زیرا توزیع سرعت غیریکنواخت و وجود گوشه‌های تیز موجب ایجاد نواحی بازگردشی و افت فشار بیشتر می‌شود. در مقابل، هندسه‌های مربعی و نیم‌دایره‌ای به دلیل قطر هیدرولیکی بزرگ‌تر و توزیع یکنواخت‌تر جریان، مقاومت هیدرولیکی کمتری دارند و توان پمپاژ پایین‌تری مصرف می‌کنند. با افزایش رینولدز و ورود جریان به ناحیه آشفتگی، اختلاف عملکرد میان این دو هندسه کاهش یافته و مقادیر توان پمپاژ آن‌ها همگرا می‌شود. بنابراین، از دیدگاه مصرف انرژی، مقاطع مربعی و نیم‌دایره‌ای نسبت به مقطع مثلثی کارایی بهتری ارائه می‌دهند.

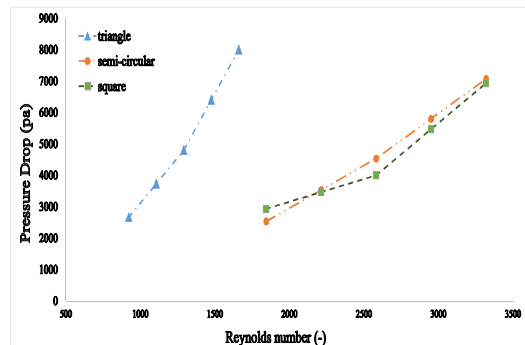
۳-۵- بررسی شاخص ارزیابی عملکرد بر حسب رینولدز



شکل ۱۱- شاخص ارزیابی عملکرد در اعداد رینولدز مختلف در کانال‌های با سطح مقاطع مختلف در حداکثر نرخ گرما و دمای ورودی ۲۰ درجه سلسیوس

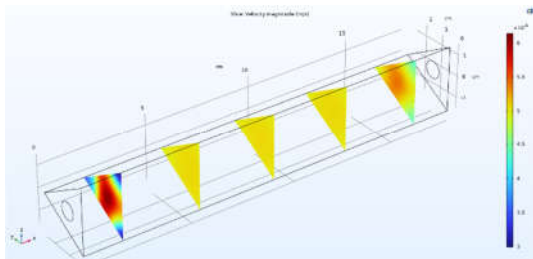
در کانال‌های کوتاه و ناحیه ورودی، اختلاف قطر هیدرولیکی موجب تفاوت در عدد رینولدز و در نتیجه در عدد ناسلت می‌شود. مقطع مثلثی به دلیل قطر هیدرولیکی کوچک‌تر، رینولدز پایین‌تری دارد و جریان آن در حالت لایه ای باقی می‌ماند؛ بنابراین با وجود افت فشار بالا، انتقال گرما ضعیفی نشان می‌دهد. مقطع نیم‌دایره‌ای به علت افزایش رینولدز و لبه‌های نرم‌تر، شرایط هیدرودینامیکی بهتری دارد و عدد ناسلت آن با افزایش رینولدز رشد می‌کند، اما همچنان محدود است. مقطع مربعی با قطر هیدرولیکی بزرگ‌تر، رینولدز بالاتر و توسعه سریع‌تر لایه مرزی گرمایی، بالاترین مقادیر ناسلت را ارائه می‌دهد. مقایسه همزمان با نمودار افت فشار نشان می‌دهد که مثلث بازده ضعیفی دارد، نیم‌دایره تعادل نسبی ایجاد می‌کند و مربع بهینه‌ترین مقطع برای افزایش انتقال گرما با افت فشار قابل قبول است.

۳-۳- بررسی افت فشار بر حسب عدد رینولدز



شکل ۹- افت فشار در اعداد رینولدز مختلف در کانال‌های با سطح مقاطع مختلف در حداکثر نرخ گرما و دمای ورودی ۲۰ درجه سلسیوس

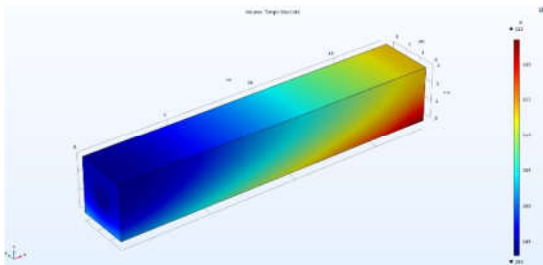
در شرایطی که دبی حجمی ورودی برای هر کانال یکسان است و تنها قطر هیدرولیکی متفاوت است، عدد رینولدز تابع نسبت D_H/A و بنابراین می‌تواند برای مقاطع مختلف متفاوت باشد؛ برای مقطع مثلثی که در داده‌های بدست آمده عدد رینولدز پایین‌تری دارد جریان در ناحیه ورودی عملاً در محدوده آرام (لامینار یا کمتر از آستانه انتقال به آشفتگی) قرار می‌گیرد. چون کانال‌ها کوتاه و در ناحیه توسعه‌نیافته هستند، تلفات ورودی و توسعه لایه مرزی غالب افت فشار را تشکیل می‌دهند و رفتار اصطکاکی را دیگر نمی‌توان با روابط جریان کاملاً توسعه‌یافته ساده توصیف کرد. گوشه‌های تیز مثلث باعث تمرکز گرادیان‌های سرعت و برش دیواره‌ای قوی‌تری می‌شوند که حتی در صورت لامینار بودن، تلفات محلی و افت فشار موضعی را افزایش می‌دهند؛ بنابراین ترکیب «عدد رینولدز پایین‌تر و هندسه گوشه‌دار» می‌تواند توضیح دهد چرا مقطع مثلثی افت فشار بیشتری نشان می‌دهد. مقاطع نیم‌دایره‌ای و مربعی به دلیل لبه‌های نرم‌تر یا هندسه متقارن‌تر توسعه آرام‌تر و توزیع یکنواخت‌تری از سرعت در ورودی دارند که منجر به تلفات ورودی کمتر و رفتار نزدیک‌تر به حالت توسعه‌یافته می‌شود (گرچه کاملاً توسعه نیافته‌اند). در نتیجه، برای کانال‌های کوتاه و ورودی‌محور باید همزمان اثر تغییر عدد رینولدز ناشی از قطر هیدرولیکی و اثرات هندسی (گوشه‌ها، تلفات موضعی



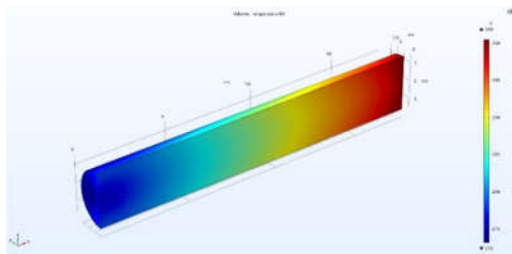
شکل ۱۴- کانتورهای سرعت برای کانال با مقطع مثلثی

تحلیل کانتورهای سرعت در هندسه‌های مختلف کانال نشان می‌دهد که توزیع میدان جریان به شدت تحت تأثیر شکل مقطع قرار دارد. در مقطع مربعی، الگوی سرعت نسبتاً یکنواخت بوده و جریان اصلی با تراکم خطوط جریان‌ها در راستای طولی کانال توسعه می‌یابد، که این ویژگی به انتقال گرما پایدارتر منجر می‌شود. در مقابل، در مقطع مثلثی به دلیل وجود گوشه‌های تیز، نواحی بازچرخش و جریان‌های شبه‌راکد شکل گرفته و سبب ضخیم‌تر شدن لایه مرزی و کاهش موضعی نرخ انتقال گرما می‌گردند. در هندسه نیم‌دایره‌ای نیز انحنای دیواره موجب خمیدگی نرم‌تر خطوط جریان و توزیع متعادل‌تر سرعت نسبت به مقاطع گوشه‌دار می‌شود. از منظر فیزیکی، نواحی با گرادیان سرعت بالا در نزدیکی دیواره به معنای نازک‌تر بودن لایه مرزی گرمایی و افزایش ضریب همرفت گرما هستند، در حالی‌که نواحی رکود یا سرعت پایین با کاهش کارایی انتقال گرما و حتی احتمال تجمع نانوذرات همراه می‌باشند. مقایسه کلی هندسه‌ها نشان می‌دهد که یکنواختی یا غیریکنواختی توزیع استریم‌لاین‌ها و شدت گرادیان سرعت نقش مستقیمی در تعیین عدد ناسلت میانگین جریان دارد.

۳-۷- بررسی کانتورهای دما در سه مقطع کانال



شکل ۱۵- کانتور دما برای کانال با مقطع مربعی

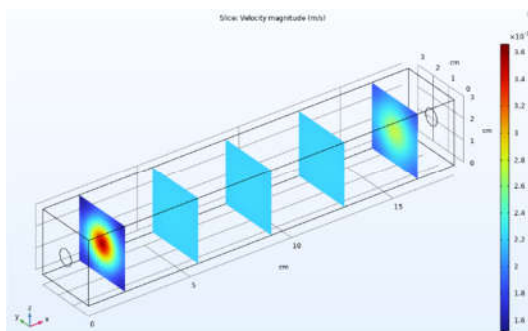


شکل ۱۶- کانتور دما برای کانال با مقطع نیم دایره

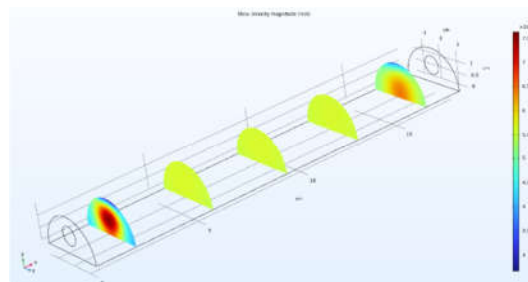
این نمودار شاخص ارزیابی عملکرد (Performance Evaluation Criteria - PEC) را بر حسب عدد رینولدز برای سه هندسه مثلثی، نیم‌دایره‌ای و مربعی نشان می‌دهد. این شاخص معمولاً نسبت افزایش انتقال گرما به افزایش افت فشار (با توان پمپاژ) است و معیار مهمی برای مقایسه همزمان کارایی گرمایی و هزینه هیدرولیکی محسوب می‌شود.

نتایج نشان می‌دهد که در تمامی هندسه‌ها با افزایش عدد رینولدز، شاخص ارزیابی عملکرد کاهش می‌یابد. این روند ناشی از آن است که در رژیم‌های با رینولدز بالاتر، اگرچه انتقال گرما افزایش می‌یابد، اما افزایش توان پمپاژ و افت فشار سهم بیشتری پیدا کرده و کارایی کلی سیستم کاهش می‌یابد. در مقاطع مربعی، مقادیر PEC در کل بازه رینولدز به‌طور قابل‌توجهی بالاتر از دو هندسه دیگر است که نشان‌دهنده برتری این هندسه در تأمین تعادل بهینه بین انتقال گرما و افت فشار است. کانال نیم‌دایره‌ای عملکرد متوسطی دارد و شاخص PEC آن با افزایش رینولدز به تدریج کاهش بیشتری می‌یابد. در مقابل، کانال مثلثی پایین‌ترین مقادیر PEC را نشان می‌دهد، زیرا علاوه بر انتقال گرما ضعیف‌تر، به توان پمپاژ بالاتری نیز نیاز دارد که کارایی کلی را به شدت محدود می‌سازد. در نتیجه، از منظر عملکرد ترکیبی، کانال مربعی بهترین گزینه برای خنک‌کاری صفحه تخت در شرایط مورد بررسی است.

۳-۶- بررسی کانتورهای سرعت در سه مقطع کانال



شکل ۱۲- کانتورهای سرعت برای کانال مقطع مربعی



شکل ۱۳- کانتورهای سرعت برای کانال با مقطع نیم دایره

۴- نتیجه گیری

این تحقیق سیستم خنک کننده صفحه تخت را با سه نوع کانال مختلف و شکل های مقطع مختلف هم به صورت تجربی و هم از نظر عددی ارزیابی کرد. آب به عنوان سیال کاری در آزمایش برای خنک کردن یک صفحه مسطح گرم شده از طریق کانال ها حرکت می کرد، عمل کرد. مهم ترین نتایج تحقیق به شرح زیر است:

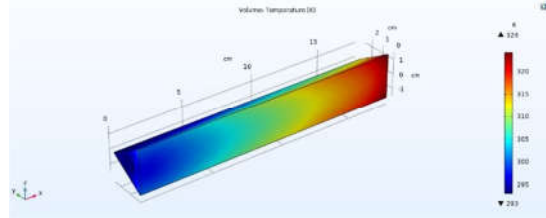
نتایج تجربی با شبیه سازی های عددی انجام شده با استفاده از نرم افزار COMSOL همبستگی نزدیکی دارد. اختلاف بین داده های تجربی و محاسباتی حداقل است، از ۰.۱۵٪ تا ۰.۴٪، که دقت روش عددی را تایید می کند.

نتایج نشان می دهد که استفاده از یک کانال مربعی به طور قابل توجهی ضریب انتقال گرما را بهبود می بخشد و کاربرد آن را برای کاربردهای خنک کننده تأیید می کند. علاوه بر این، در بین کانال های مورد مطالعه، کانال مربعی کمترین افت فشار را نشان می دهد که ترجیح آن را در طراحی سیستم خنک کننده بیشتر توجیه می کند.

بر اساس بررسی شاخص ارزیابی عملکرد، افت فشار، ضریب انتقال گرما، عدد ناسلت و توان پمپ، پیکربندی کانال مربعی کارآمدترین سطح مقطع برای خنک کاری صفحه تخت گرم است. این بالاترین عملکرد گرمایی، آن را به انتخاب بهینه برای خنک کردن سیستم صفحه تخت تبدیل می کند.

۶- نمادها

نامگذاری:		T_{amb}	دمای محیط [k]
A	مساحت صفحه [m ²]	T_{in}	دمای ورودی [k]
d	قطر کانال [m]	T_{out}	دمای خروجی [k]
C	گرمای ویژه [J. kg ⁻¹ .K ⁻¹]	W_p	توان پمپ [W]
$k_{Al,p}$	رسانایی گرمایی عرضی [W m ⁻¹ . K ⁻¹]	γ_w^+	فاصله از دیواره بی بعد (-)
$k_{Al,s}$	رسانایی گرمایی [W m ⁻¹ . K ⁻¹]	γ_w	فاصله دیواره [m]
k_{Cu}	رسانایی گرمایی مس [W m ⁻¹ . K ⁻¹]	حروف یونانی:	
\dot{m}	نرخ جرمی جریان [kg s ⁻¹]	ΔP	افت فشار سیال [Pa]
P	فشار [Pa]	ρ_{Al}	چگالی آلومینیوم [kg. m ⁻³]
\dot{Q}_{in}	نرخ گرما ورودی [W]	ρ_{Cu}	چگالی مس [kg. m ⁻³]
S	ضخامت صفحه [m]	ρ_F	چگالی سیال [kg. m ⁻³]
Re	عدد بی بعد رینولدز [-]	τ_w	تنش برشی دیواره [Pa]
t	زمان [s]	f	سیال پایه
T	دما [k]	ψ	تابع بی بعد

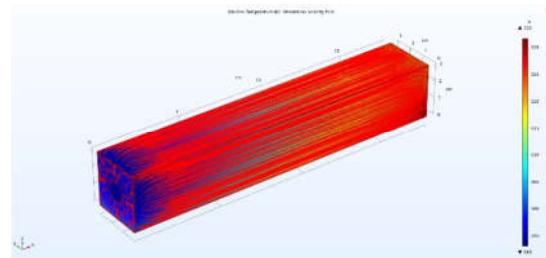


شکل ۱۷- کانوردما برای کانال با مقطع مثلثی

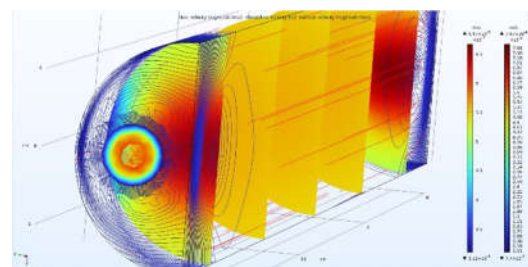
بررسی کانورهای دما در سه هندسه های مختلف نشان می دهد که در مقطع مربعی، به دلیل تقارن جریان و توزیع یکنواخت تر شار گرمایی، کانورهای دما منظم تر و کارآمدتر ظاهر می شوند، در حالی که در هندسه مثلثی به دلیل وجود نواحی شبه راکد در گوشه ها، تمرکز دمایی بیشتری مشاهده می شود.

۳-۷- خطوط جریان و کانورها

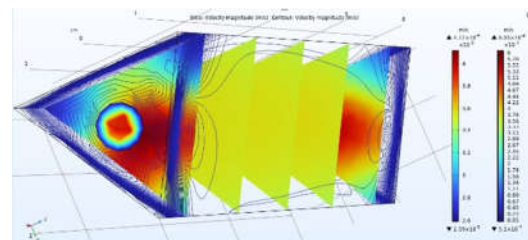
در این قسمت، خطوط جریان و گردابه های مربوط به مقاطع مربع و نیم دایره نشان داده شده اند. زیرا که در این سطح مقاطع در دبی حجمی ثابت، جریان آشفته شده و گردابه هایی دیده می شود که این موجب افزایش ضریب انتقال گرما و به تبع آن افزایش افت فشار در کانال خواهد بود.



شکل ۱۸- خطوط جریان در طول کانال مربعی



شکل ۱۹- خطوط جریان و کانور سرعت در ورودی کانال نیم دایره



شکل ۲۰- خطوط جریان و پروفیل سرعت در کانال با مقطع مثلثی

۷-مراجع

- [۱۷] شهسوار ا. امین. مطالعه عددی تولید آنتروپی در جریان همرفت اجباری نانوسیال غیرنیوتنی در یک مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای پیچ خورده. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۲۰۲۲- 52(1):129-138. Apr 21;
- [۱۸] محمدی بازرگانی، سجاد و یکانی مطلق، صابر. (۱۴۰۳). بررسی عددی عملکرد آب شیرین کن خورشیدی حاوی نانو ائروسول های مغناطیسی تحت اثر میدان سیم پیچ مغناطیسی. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۱۱۰-۱۰۱، (۱)۵۴. doi: 10.22034/jmeut.2024.59173.3337
- [۱۹] رضوی، سیداسماعیل، فرهنگ مهر، وحید و یوسفی زوز، رشید. (۱۴۰۰). تحلیل انتقال گرما در چندراهه خروج دود موتور احتراق داخلی تراکمی. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. (۴)۵۱، ۵۶۵-۵۷۴. doi: 10.22034/jmeut.2021.43540.2814
- [20] Shah RK, Webb RL. COMPACT HEAT EXCHANGERS Compact and Enhanced Heat Exchangers. InAdvanced Course in Heat Exchangers: Theory and Practice. ICHMT Symposium. 1981. Begel House Inc..
- [21] Shah RK. Compact heat exchanger surface selection methods. InInternational Heat Transfer Conference Digital Library 1978. Begel House Inc..
- [22] Shah RK, London AL. Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data. Academic press; 2014 Jun 28.
- [23] Kalogirou SA. Solar thermal collectors and applications. Progress in energy and combustion science. 2004 Jan 1;30(3):231-95.
- [24] Ahour SA, Jafari M, Ranjbar SF, Hassannejad R. Optimization of Channel Geometry in a mini-cooling system: A Study of Triangular, Square, and Semicircular Sections. Results in Engineering. 2025 Jul 25:106424.
- [1] Ebhota WS, Tabakov PY. Influence of photovoltaic cell technologies and elevated temperature on photovoltaic system performance. Ain Shams Engineering Journal. 2023 Jul 1;14(7):101984.
- [2] Pesaran AA. Battery thermal models for hybrid vehicle simulations. Journal of power sources. 2002 Aug 22;110(2):377-82.
- [3] Zhang Z, Wang X, Yan Y. A review of the state-of-the-art in electronic cooling. e-Prime-Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy. 2021 Jan 1;1:100009.
- [4] Daghighi R, Arshad SA. Experimental and theoretical performance analysis of PVT-evacuated U-tube solar collectors with and without CPC integration. Energy. 2025 Apr 1;320:135440.
- [5] Maleki A, Haghighi A, Assad ME, Mahariq I, Nazari MA. A review on the approaches employed for cooling PV cells. Solar Energy. 2020 Oct 1;209:170-85.
- [6] Kabeel AE, Abdelgaied M, Sathyamurthy R. A comprehensive investigation of the optimization cooling technique for improving the performance of PV module with reflectors under Egyptian conditions. Solar Energy. 2019 Jul 1;186:257-63.
- [7] Nazri NS, Fudholi A, Mustafa W, Yen CH, Mohammad M, Ruslan MH, Sopian K. Exergy and improvement potential of hybrid photovoltaic thermal/thermoelectric (PVT/TE) air collector. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2019 Sep 1;111:132-44.
- [8] Senthilraja S, Gangadevi R, Marimuthu R, Baskaran MJ. Performance evaluation of water and air based PVT solar collector for hydrogen production application. International journal of hydrogen energy. 2020 Mar 6;45(13):7498-507.
- [9] Luo K, Ji J, Xu L, Li Z. Seasonal experimental study of a hybrid photovoltaic-water/air solar wall system. Applied thermal engineering. 2020 Mar 25;169:114853.
- [10] Najafpour A, Montazer E, Hosseinzadeh K, Ranjbar AA, Ganji DD, Kanesan J. Computational study on the impact of geometric parameters on the overall efficiency of multi-branch channel heat sink in the solar collector. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2024 Nov 1;158:107884.
- [11] Daghighi R, Arshad SA, Ensafjoee K, Hajjaligol N. A data-driven model for a liquid desiccant regenerator equipped with an evacuated tube solar collector: Random forest regression, support vector regression and artificial neural network. Energy. 2024 May 15;295:130932.
- [12] Gungor S, Cetkin E, Lorente S. Thermal and electrical characterization of an electric vehicle battery cell, an experimental investigation. Applied Thermal Engineering. 2022 Jul 25;212:118530.
- [13] Telli GD, Gungor S, Lorente S. Counterflow canopy-to-canopy and U-turn liquid cooling solutions for battery modules in stationary Battery Energy Storage Systems. Applied Thermal Engineering. 2024 Feb 1;238:121997.
- [14] Haq RU, Kazmi SN, Mekkaoui T. Thermal management of water based SWCNTs enclosed in a partially heated trapezoidal cavity via FEM. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017 Sep 1;112:972-82.
- [۱۵] اصلاحچی ع، نوبختی مح، شفیع م، محمدبهبشاد، دیبایی بناب. بررسی تجربی انتقال گرمایی جایجایی اجباری فرو سیال 3_0_4 [Fe] در لوله‌ی U-شکل تحت میدان مغناطیسی نوسانی. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۲۰۲۲- 51(4):405-12. Jan 21;
- [۱۶] دزاکام م، امانی فرد ن، محدث دیلمی ح، مویدی ح، حسام. تحلیل عددی تأثیر محرک پلازما بر میدان جریان و انتقال گرمای همرفت طبیعی در کانال‌های عمودی با دیواره دنداندار. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۲۰۲۴- 53(4):21-30. Jan 21;