

Increasing the Mechanical and Thermal Performance of Liquid-Gas Micro Heat Exchangers with Cosine-Shaped and NACA0012 Airfoil Wall Geometries and Fouling Reduction

M. Rostami¹, A. R. Rahmati², A. H. Farajollahi^{3*}, J. DeldarSheikhi⁴

¹Assistant Professor, Imam Ali University, Tehran, Iran.cpt.rostami@gmail.com

²Master's degree, Imam Ali University, Tehran, Iran. ahmadrezarahmati@gmail.com

³Associate Professor, Imam Ali University, Tehran, Iran..(*Correspondence: a.farajollahi@sharif.edu)

⁴Master's degree, Imam Ali University, Tehran, Iran.j.deldar.sh@gmail.com

ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research Paper

Received: 07 June 2025

Received in Revised form: 21 July 2025

Accepted: 15 August 2025

Available Online: 23 August 2025

Keywords:

Microheat Exchanger

Performance Enhancement

Wavy Wall

Airfoil Wall

Fouling

GRAPHICAL

The significance of employing micro- and nano-scale dimensions is increasingly recognized, with one key advantage being the reduction in overall radiator weight. Furthermore, utilizing micro-scale dimensions facilitates achieving higher heat transfer rates compared to conventional industrial scales, particularly in cooling processes involving liquid and gas fluids. This research primarily aims to investigate crucial dimensionless fluid flow parameters such as the friction factor and Nusselt number. These parameters are compared across various flow rates and geometries, ultimately identifying the geometry with the most favorable thermal performance. One approach to enhance heat transfer performance in microchannels involves novel geometries. In this study, a sinusoidal corrugated microchannel was employed. To improve heat transfer, geometric parameters such as wavelength, wave amplitude, and aperture height were investigated. Subsequently, this optimized geometry with misaligned walls was compared against both aligned-wall corrugated geometries and an airfoil-shaped geometry based on the NACA0012 profile. For the investigation, different geometries were initially designed using CATIA simulation software. Subsequently, they were analyzed using FLUENT software, employing numerical solution methods and applying the conservation equations for mass, momentum, and energy. The analysis assumes steady, laminar, and incompressible flow conditions. The dimensions of the microchannel are 0.3 mm x 20 mm x 310 mm. Water, as the working fluid, was introduced at various flow rates ranging from 1.5 to 9 cubic meters per hour, implemented as an equivalent velocity boundary condition. The outlet was subjected to a pressure outlet boundary condition, and the walls experienced a no-slip condition and convective heat transfer from the surrounding 300 K cold air. In the corrugated microchannel radiators examined in this study, heat transfer enhancement of 200% to 350% was achieved compared to mini-channel dimensions, along with a 58% weight reduction compared to a reference radiator. The airfoil-shaped geometry exhibited a 33% improvement in thermal performance compared to the aligned-wall geometry and a 49% improvement in fluid-dynamic performance compared to the misaligned corrugated geometry. Furthermore, a study of fouling, comparing average velocities at a distance of 150 micrometers near the microchannel wall, revealed values 6.6 times higher than those observed in the mini-channel walls.

Rostami, M. , Rahmati, A. R. , Farajollahi, A.H. , DeldarSheikhi, J.. Increasing the Mechanical and Thermal Performance of Liquid-Gas Micro Heat Exchangers with Cosine-Shaped and NACA0012 Airfoil Wall Geometries and Fouling Reduction. Fluid Mechanics and Aerodynamics 2025; 14 (1): 105-122. DOI:

<https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.23223278.1404.14.1.8.1>



©The Author(s).

Publisher: Imam Hossein University

بهبود عملکرد مکانیکی و حرارتی میکرو مبادله‌کن مایع-گاز با اشکال دیواره کسینوسی و ایرفویل

NACA0012 با کاهش رسوب‌گیری

محسن رستمی^۱، احمدرضا رحمتی^۲، امیر حمزه فرج الهی^{۳*}، جواد دلداریشیخی^۴

^۱ استادیار، دانشکده مهندسی دانشگاه امام علی (ع) (cpt.rostami@gmail.com)

^۲ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی دانشگاه امام علی (ع) (ahmadrezarahmati@gmail.com)

^۳ دانشیار، دانشکده مهندسی دانشگاه امام علی (ع) (نویسنده مسئول: a.farajollahi@sharif.edu)

^۴ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی دانشگاه امام علی (ع) (j.deldar.sh@gmail.com)

چکیده

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۷ خرداد ۱۴۰۴

بازنگری: ۳۰ تیر ۱۴۰۴

پذیرش: ۲۴ مرداد ۱۴۰۴

ارائه آنلاین: ۰۱ شهریور ۱۴۰۴

امروزه اهمیت استفاده از ابعاد ریز مانند میکرو و نانو روزبه‌روز بیشتر شده و یکی از مزایای کاربرد ابعاد میکرو کاهش وزن کلی رادیاتور و نیز رسیدن نرخ تبادل حرارت بیشتر به نسبت ابعاد رایج در صنایع با فرایندهای خنک کاری به‌خصوص در تبادل حرارتی سیالات مایع و گاز است. هدف اصلی در این پژوهش، بررسی پارامترهای مهم بی‌بعد جریان سیال مثل ضریب اصطکاک و عدد ناسلت است که در دبی‌ها و هندسه‌های مختلف با یکدیگر مقایسه و در آخر هندسه با بهترین عملکرد حرارتی معرفی می‌شود. یکی از راهکارهای افزایش عملکرد انتقال حرارتی در میکرو کانال‌ها، هندسه‌های جدید است که از میکرو کانال موجی شکل کسینوسی استفاده شد و جهت بهبود انتقال حرارت پارامترهای هندسی نظیر طول موج، دامنه موج و ارتفاع دهانه بررسی و سپس این هندسه بهبودیافته با دیواره ناهم‌سو با دو هندسه موج دیواره هم‌سو و دیواره با هندسه ایرفویل NACA0012 مقایسه شد. جهت انجام تحقیق ابتدا با استفاده از نرم‌افزار شبیه‌ساز کینیا هندسه‌های مختلف پژوهش رسم و سپس توسط نرم‌افزار فلوئنت با روش‌های حل عددی و استفاده از معادلات بقای جرم و مومنتوم و انرژی تحلیل می‌شوند. فرضیات مورد استفاده، جریان پایا و آرام و تراکم ناپذیر برای دسته معادلات است. ابعاد میکرو کانال پژوهش $3/0 \times 20 \times 310$ میلی‌متر مکعب است. همچنین آب در دبی‌های مختلف از $5/1$ تا 9 مترمکعب بر ساعت به‌صورت شرط مرزی معادل سرعت وارد شده و به محیط با شرایط مرزی خروجی فشار خارج می‌گردد و دیواره‌ها نیز شرط عدم لغزش سیال و انتقال حرارت جابجایی را از هوای سرد 300 کلوین اطراف تجربه می‌کنند. در رادیاتورهای با کانال‌های موج میکرو در پژوهش حاضر به بهبود انتقال حرارت 200 تا 350 درصدی نسبت به ابعاد مینی کانال و نیز کاهش وزن 58 درصدی نسبت به رادیاتور مرجع پژوهش رسیده شد. مشاهده شد هندسه با دیواره ایرفویل 33 درصد بهبود حرارتی نسبت به هندسه دیواره هم‌سو و 49 درصد بهبود عملکرد مکانیک سیالاتی نسبت به موج ناهم‌سو داشت. همچنین جهت مطالعه رسوب‌گیری با مقایسه سرعت متوسط در فاصله 150 میکرومتری نزدیک دیواره میکرو کانال مشاهده شد که $6/6$ برابر بیشتر از دیواره مینی کانال بود.

کلید واژه‌ها:

میکرو مبادله‌کن گرما

بهبود عملکرد

دیواره‌های موج

دیواره‌های ایرفویل

رسوب‌گیری

استناد: رستمی، محسن، رحمتی، احمدرضا، فرج الهی، امیر حمزه، دلداریشیخی، جواد. بهبود عملکرد مکانیکی و حرارتی میکرو مبادله‌کن مایع-گاز با اشکال دیواره کسینوسی و ایرفویل NACA0012 با کاهش رسوب‌گیری. مکانیک سیالات و آیرودینامیک. (۱۴۰۴): ۱۴ (۱): ۱۲۲-۱۰۵.

DOI: <https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.23223278.1404.14.1.8.1>

۱- مقدمه

امروزه بهبود کارایی مناسب خودروها و وسایط نقلیه امری مهم و حیاتی در زندگی بشر است به طوری که افزایش قیمت و ارزش این وسایط با افزایش بهره‌وری رابطه کاملاً مستقیم دارد. یکی از اجزای بااهمیت در افزایش کیفیت رانندگی موتور خودرو است. با تغییرات جزئی در زیرسیستم‌های موتور خودرو می‌توان به این مهم دست‌یافت. یکی از اجزای موتور که خودروسازان هرروز درصدد افزایش کارایی آن بخش‌اند رادیاتور یا مبادله‌کن گرمای موتور است که به‌طور مستقیم و قابل توجه روی کیفیت رانندگی اثر دارد. سیستم خنک کاری خودرو که متشکل از رادیاتور وظیفه دفع حرارت مازاد موتور به محیط را دارد. امروزه دانشمندان راهکارهای مختلفی جهت بهبود کیفیت عملکرد رادیاتور پیشنهاد شده است که به تفکیک به آن‌ها می‌پردازیم. اول خنک کاری با کمک مخلوط نانو سیالات در آب است و دوم تغییر جنس دیواره رادیاتور با ضریب هدایت حرارتی جدید و سوم تغییر و اصلاح هندسه المان‌های رادیاتور و بالطبع بررسی رژیم‌های مختلف که در تحقیقات پیشین این موارد بررسی می‌گردد.

موضوع اول که استفاده از مخلوط نانو ذرات‌های مختلف در سیال پایه که آب است خواص فیزیکی سیال پایه تغییرات کلی در دامنه حل خواهد داشت. کاوتر و همکاران [1] در سال ۲۰۲۱ در پژوهشی شبیه‌سازی شده در میکرو کانال با دیواره موجی شکل از نانو ذرات Al_2O_3 و CNT در سیال پایه استفاده نمود که مشاهده شد در سرعت‌های ۵ تا ۱۰۰ میلی‌متر بر ثانیه اثرات نانو سیالات مذکور با درصدهای حجمی ۱ تا ۵ بر بهبود انتقال حرارت به میزان ۱۰ تا ۲۰ درصد مشاهده گردید. همچنین این بهبود عملکرد در سرعت ۵۰ میلی‌متر بر ثانیه بیشترین مقدار را تجربه کرد.

ضیا الله خان و همکاران [2] در سال ۲۰۲۱ در پژوهش میکرو کانال با دیواره موجی شکل دوتایی از نانو ذرات آلو مینا را به روش عددی شبیه‌سازی کرد و از غلظت‌های ۱ تا ۶ درصد را برای محدوده رینولدز ۱۰۰ تا ۹۰۰ استفاده نمود و مشاهده کرد که در هندسه‌های پیشنهادی افزایش دو برابری انتقال حرارت انجام شد و انجام این آزمایش در محدوده رینولدز پایین تأثیر به سزایی در این نتایج داشت.

کومار دی و همکاران [3] در سال ۲۰۲۲ در پژوهشی در میکرو کانال حرارتی به‌عنوان چاه حرارتی از نانو سیال آب-آلومینا استفاده کرد و از محدوده رینولدز پایین ۳۱ تا ۲۲۲ با سرعت متوسط ۰/۱ تا ۱ میلی‌متر بر ثانیه بررسی‌ها به عمل آمد و در نهایت مشاهده گردید افت فشار در ابعاد میکرو حدود بین ۲۰ تا ۲۳۳ کیلو پاسکال است که استفاده از نانو سیال افت فشار را تا حدود ۲۰ تا ۵۰ درصد بهبود بخشید.

حاتمی و همکاران [4] در سال ۲۰۱۷ در پژوهش خود با رژیم جریان آرام به بررسی اثرات استفاده از نانو سیال با ذرات اکسید مس و اکسید تیتانیوم و اکسید آلومینیوم و اکسید آهن پرداخت که در اشکال مختلف از این ذرات استفاده نمودند. مشاهده شد استفاده از نانو ذرات باعث بهبود انتقال حرارت خواهد شد و از این بین نانو سیال آب-اکسید تیتانیوم بهترین دفع حرارت را داشت. در سال ۲۰۲۲ اسفل و همکاران [5] پژوهشی با روش عددی اثرات افزودن نانو ذرات آلومینیوم اکسید را در هندسه‌ای U شکل بررسی نمودند که منتج به بهبود انتقال حرارت در نانو سیالات به دلیل افزایش ضریب هدایت حرارتی سیال عامل و نیز نواحی با ابعاد میکرو گردید. در سال ۲۰۱۹ السعید و همکاران [6] در تحقیقی در آزمایشگاه اثرات دو نانو ذرات اکسید کبالت و اکسید آلومینیوم را با درصد حجمی مختلف در رادیاتور آزمایش کردند که به بهبود ۳۱/۷ درصدی انتقال حرارت و افزایش ۱۶ درصدی افت فشار انجامید.

پیغمبرزاده و همکاران [7] در سال ۲۰۱۱ در پژوهشی تجربی از نانو سیال آب-اکسید آلومینیوم استفاده کردند و علاوه بر بهبود انتقال حرارت در کانال به اثرات بیشتر و مشهودتر رژیم جریان آرام نسبت به رژیم جریان درهم دست یافتند که در رژیم جریان آرام انتقال حرارت نسبت به سیال پایه به میزان قابل توجهی بیشتر است. در اکثر مقالات به نتایج مشابه اثرات نانو سیالات در رادیاتورها به افزایش انتقال حرارت و افت فشار رسیده شد که موضوع دوم یا افت فشار پارامتری نامطلوب است. همچنین پارامترهای نامطلوب دیگری در آزمایش‌ها اشاره شد که این مخلوط نانو سیال به‌صورت دائمی پایدار و همگن نمی‌ماند و همچنین هزینه تولید آن بالاست که این موضوع تا حدی در صنعت رادیاتورها به‌طور گسترده تا به امروز ورود نکرده است.

بخش دوم بهبود عملکرد رادیاتور مربوط به تغییر جنس بدنه است. گودرزی و همکاران [8] در سال ۲۰۱۷ با استفاده از کوپل-های مسی در لوله‌های رادیاتور مشاهده کرد ۸,۷ درصد انتقال حرارت بهبود یافت و همچنین ضریب اصطکاک نیز ۴۷ درصد افزایش داشت. در تحقیقی دیگر شاه و همکاران [9] نیز اثرات کم تغییر جنس بدنه رادیاتور در میزان انتقال حرارت را گزارش دادند. در صنعت بالاترین ضریب هدایت حرارتی مربوط به آلومینیوم با ۲۳۷ و مس با ۴۰۱ وات بر متر بر کلون است [10] و با توجه به مقایسه مقاومت حرارتی این دو جنس که معمولاً با ضخامت حدود ۱۰۰ میکرون ساخته می‌شوند مقاومت حرارتی ناچیزی از مرتبه 10^{-6} دارد که معمولاً مقاومت حرارتی انتقال حرارت جابجایی از مرتبه 10^{-4} است و عملاً انتقال حرارت جابجایی سهم بسیار بیشتری نسبت به انتقال حرارت هدایتی دیواره دارد. از طرفی تغییر جنس مصرفی رادیاتور از آلومینیوم به

پیشنهادی گزارش داد. گودی [18] در سال ۲۰۲۴ در پژوهشی با هندسه پیشنهادی باله‌ای در یک چاه حرارتی دفع حرارت را تا ۵۳ درصد با محدوده رینولدز ۸۵۷ تا ۱۴۶۱ بهبود بخشید. ساکایی همکاران [19] در سال ۲۰۲۴ راندمان حرارتی یک هیت سینک را با استفاده از روش آنتروپی تولیدشده و بهینه‌سازی فاصله ستون‌ها و قطر میکرو کانال افزایش و این تحقیق برای اعداد رینولدز ۳۰۰ تا ۷۴۰ انجام شد.

مارسگیلا و همکاران [20] در سال ۲۰۲۴ با بررسی ریز کانال‌ها برای جریان جوش HFE-7100 در محیط با دمای ۱۸ تا ۵۸ درجه سلسیوس برای محدوده رینولدز ۵۰ تا ۱۳۰ بررسی شد که ضرایب انتقال حرارت و افت فشار هر دو افزایش داشت. علی و همکاران [21] در سال ۲۰۲۴ در پژوهشی بر روی هیت‌سینک حرارتی مجهز به ساختار پین باله نیمه بیضوی را شبیه‌سازی نمودند که شار حرارتی ۱ مگاوات بر مترمربع را در محدوده رینولدز ۱۰۰ تا ۹۰۰ با هندسه‌های جدید بیضوی شبیه‌سازی نمودند و هندسه با بیشترین دفع حرارت را معرفی کرد. در سال ۲۰۲۴ آچاریا [22] در پژوهشی جهت انتقال نانو سیال هیبریدی MWCNT-Fe₃O₄ به همراه آب با هدایت مغناطیسی از طریق میکرو کانال با طراحی هندسه موجی شکل جهت دارورسانی صورت گرفت که ۱۸ درصد بهبود انتقال حرارت را در هندسه موجی داشت. کومار و همکاران [23] در سال ۲۰۲۳ در مطالعه تجربی یک رادیاتور خودرو با استفاده از نانو سیال هیبریدی مبتنی بر کربن MWCNT و GnP با درصد ۰/۱ تا ۰/۵ با دبی ۲۰ گرم بر ثانیه به بهبود انتقال حرارت ۲۳ تا ۱۲۴ درصد در هندسه‌های مختلف دست‌یافت.

در پژوهشی در سال ۲۰۲۴ حاجی علی بابایی و همکاران [24] به بهینه‌سازی هندسی یک ینک حرارتی موج‌دار جدید دست‌یافت که شار حرارتی 5/17 وات بر سانتی مربع را دفع می‌کند و دبی سیال بین 0/004 تا 0/014 کیلوگرم بر ثانیه که این بهبود انتقال گرما با افت فشار ۱۲ تا ۲۰ درصدی همراه شد. خوشوقت علی‌آبادی و همکاران [25] در سال 2023 به بررسی عددی مشخصه‌های هندسی انتقال حرارت یک مینی کانال با دیواره موج پرداخت انتقال حرارت را بین 1/86 تا 8/58 افزایش و افت فشار نیز بین 1/58 تا 5/65 افزایش داشت. امیری و همکاران [26] در سال ۲۰۲۴ با شبیه‌سازی یک میکرو کانال هیت‌سینک با هندسه موج و نامتقارن با کمک نانو سیال نقره-آب در محدوده رینولدز ۵ تا ۵۰۰ به بهبود عملکرد ۱۰ تا ۱۶ درصدی در هندسه جدید رسیده شد.

جبرئیل و همکاران [27] در سال 2023 جهت بهبود مشخصه‌های انتقال حرارت و جریان سوخت هیدروژن در یک کانال خنک-کننده موج با هندسه جدید شاخه ثانویه به مقدار ۲۱ تا ۲۸ درصد دست‌یافتند. در پژوهشی در سال ۲۰۲۴ حاجی علی

سایر فلزات باقابلیت هدایت بالاتر مقرون به‌صرفه نخواهد بود و این ایده به‌صورت صنعتی با کاربرد وسیع و تجاری نیست.

بخش سوم بهبود عملکرد رادیاتور مربوط به اصلاح هندسی است که راهکاری آسان‌تر و کم‌هزینه‌تر و دائمی نسبت به دو روش قبل است. اسماعیل و همکاران [11] در سال ۲۰۱۶ مطالعه‌ای تجربی بر هندسه رادیاتور خودرو و تراکتور و اصلاح هندسی گام باله‌ها با دبی آب بین ۵۰ تا ۱۶۶ لیتر بر دقیقه داشتند و دریافتند هرچه گام پره‌ها بیشتر باشد فرایند خنک‌سازی سیال بهتر صورت می‌پذیرد و البته افت فشار نیز بیشتر شد. شانکارا و همکاران [12] در سال ۲۰۲۱ مطالعه‌ای بر روی رادیاتور خودرو با استفاده از نانو سیالات گرافن اکسید بر پایه اتیلن گلیکول آب انجام دادند که همراه با کاهش نقطه انجماد آب در دبی ۱۸۰ تا ۴۲۰ لیتر بر دقیقه انجام و در نهایت به ۱۸ تا ۷۱ درصد بهبود عملکرد حرارتی در رادیاتور انجامید. کومار و همکاران [13] در سال ۲۰۲۰ مطالعه‌ای بر روی رادیاتور با پره‌های کرکره‌ای با استفاده از نانو سیالات اکسید آلومینیوم و مس و روی انجام دادند که ضریب انتقال حرارت جابجایی ۴۲ تا ۵۱ درصد افزایش یافتند.

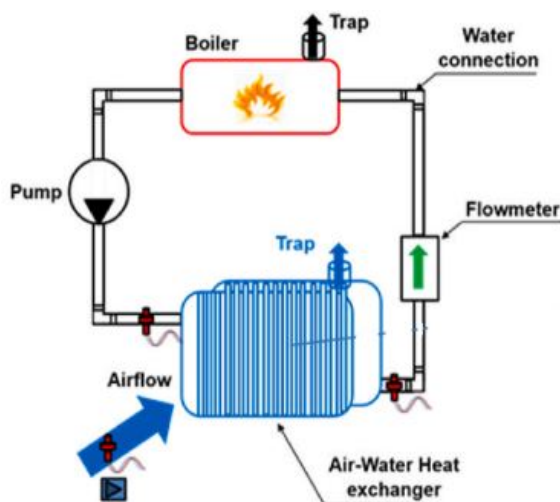
هان و همکاران [14] در سال ۲۰۲۲ به بررسی میدان جریان گرمایی به‌صورت ۳ بعدی برای سیال نیتروژن در مبادله‌کن صفحه‌ای با ابعاد میکرو کانال پرداختند که با توجه به ابعاد میکرو به‌صورت گسترده در صنعت کاربرد دارد. در این پژوهش افت فشار ۳/۶ تا ۷ مگا پاسکال و شار جرمی ۸۰۰ تا ۱۲۰۰ کیلوگرم بر مترمربع بر ثانیه در نظر گرفته شد به بهبود بالای عملکرد حرارتی برای دریافت شار حرارتی ۷۲ کیلووات بر مترمربع دست‌یافت. یانگجیاو و همکاران [15] در سال ۲۰۲۳ به بهبود حرارتی و سیالاتی میکرو مبادله‌کن گرمایی به‌صورت ۳ بعدی پرداختند که باعث افزایش عملکرد حرارتی تا ۲۰۱ درصد صورت پذیرفت و برای دبی ۱ تا ۳/۵ صدم گرم بر ثانیه مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی ۴۰۰۰ تا ۱۴۰۰۰ کیلووات بر مترمربع بر کلون گزارش شد. هی و همکاران در سال ۲۰۲۴ به بررسی مطالعه تجربی عملکرد انتقال حرارت میکرو لوله آلومینیومی I شکل برای میکرو مبادله‌کن گرمایی پرداختند که در زمان‌های مختلف و به‌صورت گذرا و در اشکال مختلف هندسی پدیده انتقال حرارت بررسی شد.

وانگ و همکاران [16] در سال ۲۰۲۳ در پژوهشی روی میکرو مبادله‌کن گرمایی پیل سوختی انجام و به‌صورت گذار این مدار آزمایشگاهی بررسی شد و به ۲۶ درصد افزایش توان گرمایی با هندسه‌های جدید حصول یافتند. احمد جمیل و همکاران [17] در سال ۲۰۲۳ میکرو مبادله‌کن گرمایی با هندسه باله لوله متحدالمرکز طراحی و آزمایش کردند که برای خنک کاری روغن استفاده شد این آزمایش برای دبی جرمی 0/1 تا 0/4 کیلوگرم بر ثانیه بهبود انتقال حرارت را در ابعاد میکرو با هندسه‌های

پارامترهای به‌دست‌آمده با بیشترین نرخ انتقال حرارت جهت قرار دادن هندسه ایرفویل NACA0012 در این مجموعه را خواهیم داشت. نتایج به‌دست‌آمده از این پژوهش می‌تواند برای طراحی مبادله‌کن حرارتی خودروها و خودروهای سنگین و نیمه سنگین و بالگرد با حجم کم استفاده شود.

۲- بیان پژوهش و دامنه محاسباتی

مبادله‌کن حرارتی که در سیستم خنک‌سازی موتور خودروها استفاده می‌شود معمولاً از مدل کرکره‌ای^۱ مطابق شکل (۱) است. این نوع مبادله‌کن گرما دارای تعداد زیادی داکت یا لوله برای عبور جریان سیال و نیز چندین هزار پره است و هندسه‌ای پیچیده دارد. در شبیه‌سازی عددی این کل مجموعه رادیاتور به دلیل پیچیدگی‌ها و حجم بالای محاسبات نیاز به ابررایانه است. با نگاهی ویژه به جریان سیالات و هندسه رادیاتور می‌توان دریافت انتقال حرارت در تمام لوله‌ها یکسان و مشابه است و پژوهشگران این حوزه از این مزیت تشابه استفاده کرده و مدل-سازی یک بخش را به کل مجموعه رادیاتور تعمیم می‌دهند.



شکل (۱): رادیاتور با پره کرکره‌ای [41]

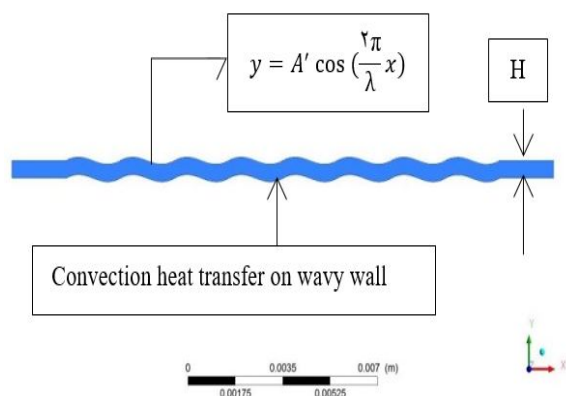
مطابق با شکل (۲) در پژوهش مرجع [40] ابعاد کلی رادیاتور ۵۵۸*۳۷۸*۲۷ میلی‌متر مکعب برای رادیاتور خودرویی خاص از برند VALEO-27SHP است. ضخامت جداره‌ها ۰.۷ میلی‌متر و از جنس آلومینیوم است.

در پژوهش اخیر [42] برای چیدمان عمودی مسیر سیال با ابعاد هر مسیر جریان آب ۳*۲۰*۳۱۰ میلی‌متر مکعب و با تعداد ۶۹ گذر و همچنین برای چیدمان افقی گذرها برای هر مسیر جریان افقی مشابه با ابعاد ۳*۲۰*۵۱۵ میلی‌متر مکعب و تعداد ۴۷ گذر مطابق با شکل (۳) انتخاب شدند.

بابایی و همکاران [28] با پژوهشی تجربی و عددی جهت بهبود عملکرد حرارتی دیواره موجی شکل با تغییر دهانه کانال دست یافتند که به میزان ۲۳ درصد انتقال حرارت افزایش یافت. جبرئیل و همکاران [29] در سال 2023 بهبود انتقال حرارت را برای کانالی موج‌دار و شیاردار برای محفظه موتور موشک صورت داد که در این پژوهش ۳۱ درصد بهبود انتقال حرارت را با تغییر هندسه مشاهده شد. کومار و همکاران [30] در سال ۲۰۲۲ با بهینه‌سازی هندسی رادیاتور خودرو عملکرد آن را افزایش داد. پورهمتی و همکاران [31] در ۲۰۲۲ جهت بهبود خصوصیات حرارتی میدان حرارتی در میکرو کانال موجی شکل با اصلاح هندسه‌های مختلف به افزایش قابل توجه بهبود انتقال حرارتی نسب به سایر هندسه‌ها دست یافت.

حال با توجه به پژوهش‌های صورت گرفته در حوزه بهینه‌سازی و بهبود عملکرد موتور خودرو می‌توان دریافت که با افزایش راندمان رادیاتور این مهم دور از دسترس نیست. سه مورد اساسی پیشنهادی جهت بهبود راندمان رادیاتور که امروزه مورد تحلیل است می‌توان به استفاده از نانو سیالات و تغییر جنس بدنه و اصلاح هندسی اشاره نمود که طبق پیشنهادها تحقیق آسان-ترین و ارزان-ترین و دائمی‌ترین مورد مطالعه اصلاح هندسی است که با ارائه یک مدل هندسی پیشنهادی در پژوهش رستمی و همکاران [32] می‌توان تا چندین برابر عملکرد حرارتی را بهبود بخشید. رایت و همکاران [33] پدیده رسوب‌گیری در لوله‌های مبادله‌کن حرارتی سیستم تهویه مطبوع هواپیما را بررسی نمودند. پاردامانابهان و همکاران [34] به بررسی تجزیه و تحلیل انتقال حرارت مبدل حرارتی با شکل دو لوله با درجه‌های مارپیچ پرداختند. لیپینگ و همکاران [35] به پژوهش بر روی تأثیر سیالی مثل روغن در مبادله‌کن هواپیما صورت پرداخت. فرج‌اللهی و همکاران [36] جهت افزایش انتقال حرارت در توربولاتورهای مخروطی از نوع مبدل حرارتی از نانو ذرات استفاده کردند. سرافزار و همکاران [37] نانو سوسپانسیون مس-آلندیم جهت بهبود انتقال حرارت در میکرو کانال به‌عنوان یک مبدل حرارتی استفاده کردند. ژائو و همکاران [38] جهت بهبود خنک کاری کندانسور از هندسه حلقه‌ای در لوله‌ها استفاده کردند. تانگ و همکاران [39] بررسی تجربی و عددی بر روی عملکرد مزدوج فن و مبدل حرارتی سیستم خنک‌کننده روغن بالگرد صورت را در تحقیق خود داشتند. در تحقیق حاضر باهدف افزایش نرخ انتقال حرارت و نیز کاهش افت فشار با بررسی به نسبت هندسه‌های پیشین به ارائه راهکار و شبیه‌سازی و حل عددی می‌پردازد. برای این منظور با ورود به ابعاد میکرو می‌توان انتقال حرارت جابجایی را به نسبت ابعاد بزرگ‌تر بهبود بخشید و همچنین از دیواره موجی شکل با هندسه‌های مختلف نظیر پارامترهای دامنه و طول موج و ارتفاع دهانه برای میکرو کانال استفاده می‌شود و در انتها از این

^۱ Louvered Fin



شکل (۴): شما تیک هندسه پژوهش

جدول (۱): پارامترهای هندسه مورد مطالعه

H [μm]	λ [μm]	A' [μm]	
۳۰۰	۱۰۰۰	۵۰	دیواره موج
۴۱۷	۲۰۰۰	۷۵	همسو
۵۰۰	۴۰۰۰	۱۰۰	دیواره موج
۳۰۰	1000	۱۰۰	ناهمسو
۳۰۰	-	-	دیواره صاف
300	854	100	دیواره
			ایرفویل
			NACA0012

سیال مورد استفاده در این پژوهش آب است که در شرایط کاری ۳۵۵ کلوین و چگالی ۹۷۵ کیلوگرم بر مترمکعب و ضریب هدایت حرارتی 0/61 و لزجت دینامیکی 3/6 سانتی پواز و ظرفیت گرمایی در فشار ثابت 4/2 کیلوژول بر کیلوگرم بر کلوین انتخاب شد.

۳- معادلات حاکم و شرایط مرزی

مطابق با پژوهش حاضر که به طور کلی بررسی جریان و انتقال حرارت در یک داکت برقرار است پس فرم انتگرالی قوانین بقاء جهت تحلیل کلی رفتار میدان جریان مفید است، حال دانستن جزئیات نقطه به نقطه میدان جریان تنها از طریق فرم دیفرانسیلی معادلات حرکت سیال قابل دستیابی است. معمولاً میکرو کانال های چاه حرارتی نوعاً آرایه هایی از میکرو کانال های در امتداد هم و با شکل سطح مقطع های مختلف می باشند، پس معادلات حاکم را در مختصات مستطیلی یا استوانه ای نوشته شد. معادلات حاکم در فرم دیفرانسیلی برای انتقال حرارت جابجایی شامل بقاء جرم و مومنوم و انرژی به با فرضیاتی بیان می گردد. از آنجایی که ابعاد در محدوده میکرو هست و قطر هیدرولیکی 0/3 میلی متر است و سرعت سیال هم 0/1 است پس رژیم جریان آرام بسیار انتخاب مناسبی است. همچنین خواص

BRAND: VALEO
NAME: 27 SHP
NUMBER: 9580533480

BODY DETAILS

Circuit type:	Down flow – Single pass	Height:	378 mm
Material:	Aluminum	Width:	558 mm
Thickness:	27 mm	Surface:	21.1 dm ²
Tare weight:	2.8 kg	Capacity:	1.7 L

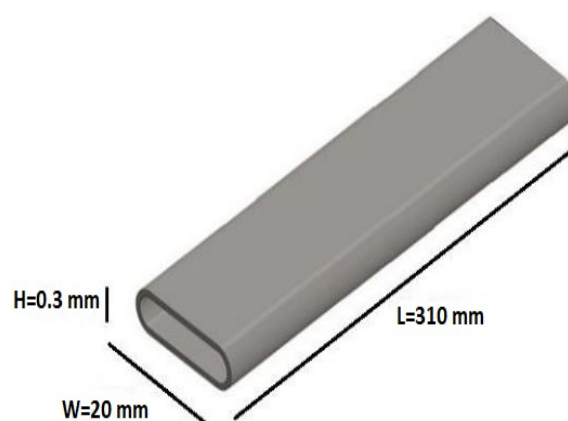
FINS

Thickness:	0.07 mm	Step:	1.15 mm
------------	---------	-------	---------

TUBES

Number:	69 per line	Small axis:	1.75 mm
Form:	Plate	Large axis:	25.5 mm

شکل (۲): مشخصات هندسی رادیاتور پژوهش [40]



شکل (۳): مشخصات هندسی رادیاتور پژوهش

طبق نتایج مطالعات پیشین [42] در محدوده رینولدز جریان آرام بیش از ۱۰۰٪ بهبود انتقال حرارت و در منطقه رینولدز جریان آشفته حداکثر ۳۰٪ بهبود انتقال حرارت را در هندسه های مختلف نسبت به هندسه داکت صاف در شرایط یکسان تجربه شد و در این پژوهش با رفتن از ابعاد مینی کانال با ارتفاع دهانه ۳ میلی متر به ارتفاع 0/3 میلی متر به جریان آرام در تمام هندسه ها رسیده شد. همچنین قطر هیدرولیکی مطابق معادله (۱) در هندسه پژوهش 0/6 میلی متر است.

$$D_H = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (1)$$

همچنین دیواره پژوهش مطابق با شکل (۲) در ابتدا با تغییر به هندسه دیواره کسینوسی خواهد بود و مقدار طول موج λ دیواره موج ۱ میلی متر و مقدار دهانه یا ارتفاع H برابر با 0/3 میلی متر است و مقدار دامنه دیواره موجی شکل A' برابر 0/1 میلی متر است.

مطابق با جدول شماره (۱) تعداد ده مورد هندسه بررسی شد و در انتها هندسه با بیشترین میزان بهبود انتقال حرارت گزارش می گردد.

$$= u_{max} \left(1 - \left(\frac{y}{H} \right)^2 \right)$$

رسم هندسه در نرم‌افزار کنیا انجام و حل شبیه‌سازی با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت صورت پذیرفت که مدل حل دو معادله‌ای SST-Kw جهت حل رژیم جریان انتخاب شد. همچنین کوپلینگ فشار و سرعت با استفاده از روش SIMPLE و گسسته سازی رابطه مومنتوم با روش Second Order Upwind و گسسته سازی و درون‌یابی گرادیان‌ها با روش Least-Squares Cell Based و درون‌یابی فشار نیز با مرتبه Second Order انجام شد. مقادیر باقی نیز برای بقای جرم و مومنتوم و حرارت نیز به ترتیب 10^{-6} و 10^{-7} و 10^{-8} در نظر گرفته شد.

همچنین شرایط مرزی مطابق معادله (۱۱) آب با دمای ۳۶۰ کلون وارد میکرو کانال می‌شود و نیز برای دبی حجمی ورودی جریان آب در میکرو کانال به صورت زیر است.

$$q_{inlet} = 1/\Delta - 1 \frac{m^r}{h}, T_{inlet} = 360 K \quad (11)$$

یعنی آب خنک‌کننده در ورودی میکرو کانال با دبی حداقل حجمی 1/5 مترمکعب بر ساعت معادل سرعت یکنواخت^۱ ورودی 0/1 متر بر ثانیه و دبی حداکثر ۹ مترمکعب بر ساعت معادل سرعت ورودی 0/6 متر بر ثانیه سیال وارد میکرو کانال می‌شود. همچنین شرایط خروجی داکت نیز شرط مرزی فشار خروجی^۲ در نرم‌افزار فلوئنت تنظیم شد. تمام دیواره‌ها با شرط مرزی عدم لغزش برای سرعت و از نظر انتقال حرارت نیز روی دیواره‌های داخلی شرط مرزی دیوار دوطرفه و روی دیوار خارجی نیز شرط مرزی انتقال حرارت جابجایی با هوای سرد ۳۰۰ کلون اعمال شده است.

۴- استقلال نتایج از شبکه‌بندی^۳ و اعتبارسنجی^۴

شبکه‌بندی صورت گرفته در تمام هندسه به صورت سازمان‌یافته و المان‌های شش‌وجهی منظم است که شبکه‌ای با کیفیت خوب و تعداد المان کمتر در مقایسه با سایر شبکه‌ها صورت گرفته و همچنین دقت کار عددی نیز بالطبع افزایش یافت. همچنین به جهت مدل‌سازی صحیح جریان در داکت و در نظر گرفتن اثرات لایه مرزی در نزدیک دیواره مش بندی مطابق با شکل (۵) به نحوی انجام شد که مقدار وای پلاس از مرتبه یک یعنی مقدار 0/35 در آخرین تکرار یعنی ۱۴۳۲ و در محدوده مطلوب قرار گیرد.

فیزیکی سیال به صورت ثابت و سیال نیوتونی در نظر گرفته شد. از آنجایی که سرعت سیال به نسبت سرعت صوت در محیط آب بسیار کمتر از 0/3 است با تقریب خوبی می‌توان جریان کل نواحی را تراکم ناپذیر در نظر گرفته شد. همچنین شرایط حل به صورت پایا بررسی شد و هیچ نیرو خارجی و منبع حرارتی تولید شونده‌ای در حل در نظر گرفته نشد.

معادله (۲) بقای جرم به صورت زیر است [10].

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

معادله (۳) بقای مومنتوم در جهت X به صورت زیر است.

$$\frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

همچنین معادله (۴) بقای گرما نیز به صورت زیر است [10].

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{K}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

و معادله انتقال حرارت کلی به صورت معادله (۵) در نظر گرفته شد [10].

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m} C_p (T_{in,bulk} - T_{out,bulk}) \quad (5)$$

همچنین معادله ضریب انتقال حرارت جابجایی محلی و در هر مقطع به صورت معادله (۶) در نظر گرفته شد که گرمای موجود بخش بر سطح مقطع گذر گرمابخش بر اختلاف دمای سطح از دمای همان مقطع [10].

$$h = \frac{\dot{Q}_{total}}{A_s (T_{wall,ave} - T_{bulk})} \quad (6)$$

مقدار عدد با کمک معادله (۱) برای قطر هیدرولیکی و معادله (۷) استفاده شد [10].

$$Re = \frac{\rho u D_H}{\mu} \quad (7)$$

همچنین مقدار عدد ناسلت محلی [10] در این هندسه نیز به صورت معادله (۸) تعریف شد.

$$Nu = \frac{h D_H}{k} \quad (8)$$

از معادله (۹) برای افت فشار جریان سیال [10] در داکت استفاده شد.

$$\Delta P = \rho \frac{f L}{D_H} * \frac{u^r}{2} \quad (9)$$

از معادله (۱۰) جهت به دست آوردن پروفیل سرعت سیال [10] در داکت استفاده شد.

$$u(y) = \frac{\tau}{\tau} u_{ave} \left(1 - \left(\frac{y}{H} \right)^2 \right) \quad (10)$$

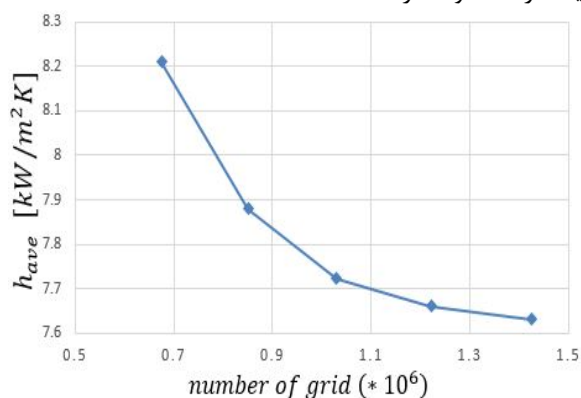
¹ Velocity-inlet

² Pressure-outlet

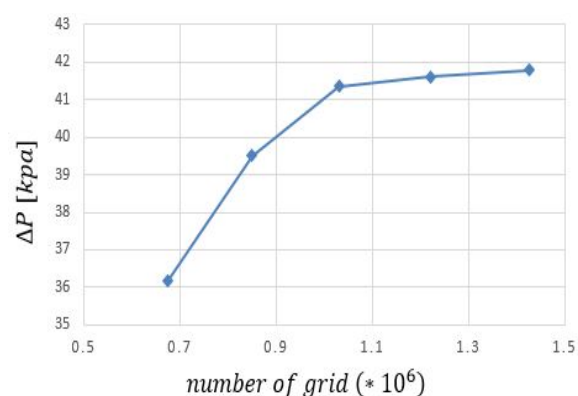
³ Grid Independent

⁴ Validation

جهت استقلال نتایج از شبکه‌بندی، از ۵ سری شبکه‌بندی به‌طور مختلف توسط نرم‌افزار آنسیس حل شد تا به‌طور کلی نتایج از تعداد مش‌ها مستقل گردد و در شکل (۶) و (۷) گزارش و نتایج استقلال از مش بندی دیواره صاف برای شماره‌های ۳ و ۵ تنها یک درصد تفاوت دارند.



شکل (۶): بررسی استقلال نتایج برای ضریب جابجایی متوسط از شبکه‌بندی



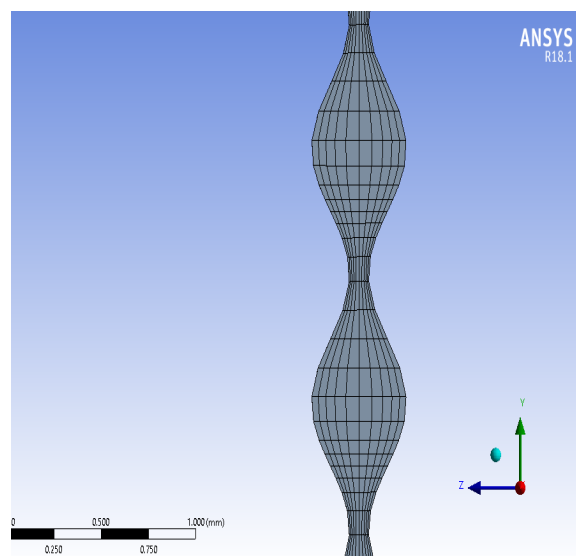
شکل (۷): بررسی استقلال نتایج افت فشار از شبکه‌بندی

تعداد مش بندی انتخاب‌شده برای داکت صاف و موجی شکل با دیواره همسو و موجی شکل با دیواره ناهم‌سو در جدول (۲) زیر گزارش گردید.

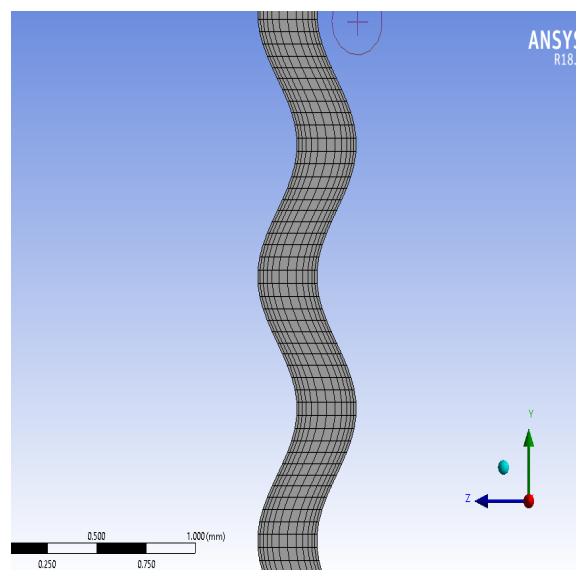
جدول (۲): معرفی تعداد مش انتخاب‌شده

ردیف	نوع هندسه	تعداد شبکه‌بندی
۱	دیواره صاف	۱۰۳۰۲۰۰
۲	دیواره با موج همسو	۲۸۸۱۶۰۰
۳	دیواره با موج ناهم‌سو	۲۷۸۱۳۱۷

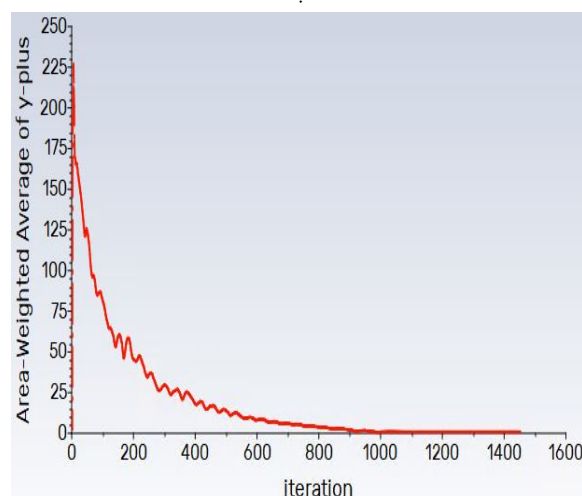
از آنجائی که نتایج به‌دست‌آمده حاصل از کار عددی بایستی با دقت قابل قبولی نسبت به کار تجربی گزارش شوند بدین نحو به کمک از روابط به‌دست‌آمده رژیم جریان آرام برای اعداد بی‌بعد ناسلت و ضریب اصطکاک و رینولدز [10,43] برای داکت مسئله



الف



ب

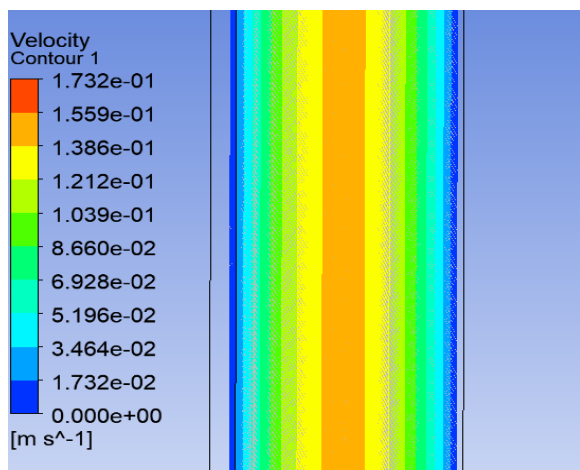


ج

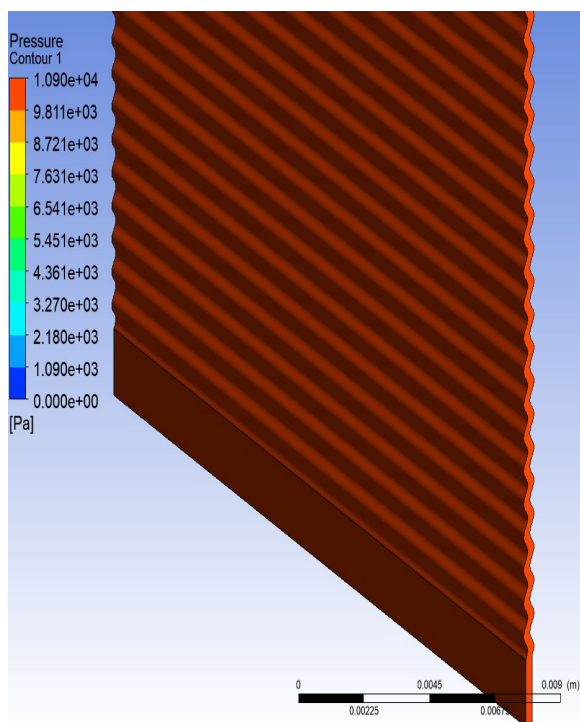
شکل (۵): شبکه‌بندی با وای-پلاس 0/35 برای (الف) دیواره همسو (ب) دیواره ناهم‌سو (ج) نمودار وای-پلاس

همچنین در شکل (۱۱) کانتور فشار سیال هندسه موج همسو رسم گردید.

در شکل (۱۲) مقدار تغییرات دمای استاتیکی دیواره در مکانی معین از دیواره را برای دبی‌های مختلف حجمی جریان سیال رسم گردید.



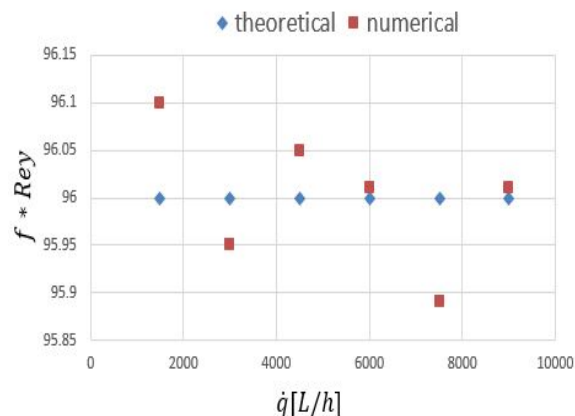
شکل (۱۰): کانتور سرعت دیواره کسینوسی همسو با سرعت ورودی یکنواخت 0/1 متر بر ثانیه



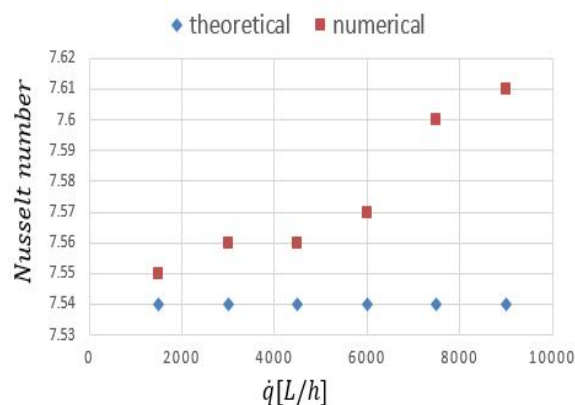
شکل (۱۱): کانتور فشار سیال هندسه موج همسو

مشاهده می‌شود هرچه سرعت جریان افزایش یابد دمای روی دیواره نیز بیشتر می‌شود. به بیانی دیگر در کمترین دبی جریان یعنی همان کمترین سرعت ورودی، سیال بیشترین فرصت و

هدف پژوهش طبق نتایج تئوری مقدار عدد ناسلت 7/54 و مقدار ضرب ضریب اصطکاک در عدد رینولدز ۹۶ است. حال نتایج حاصل از کار عددی را با نتایج تئوری مراجع در شکل (۸) و (۹) مقایسه می‌گردند.



شکل (۸): صحت‌سنجی ضریب اصطکاک و عدد رینولدز برحسب دبی



شکل (۹): صحت‌سنجی عدد ناسلت برحسب دبی

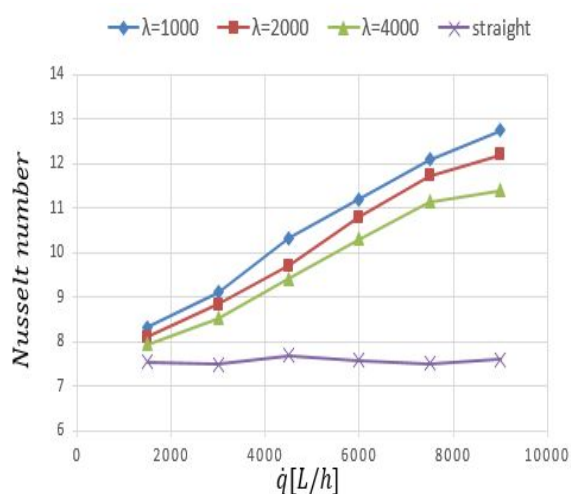
طبق مقایسه نتایج عددی و تئوری موجب اختلاف نتایج عددی از حل تحلیلی در حدود یک درصد گزارش شد و می‌توان نتیجه گرفت پژوهش حاضر با دقت قابل قبولی حل گردیده است و نتایج به‌دست‌آمده معتبر می‌باشند.

۵- نتایج و بحث

ابتدا نتایج مطالعه پارامتری با تأثیر طول موج و دامنه و ارتفاع دهانه میکرو کانال بر انتقال حرارت و نتایج کلی هندسه با دیواره‌های همسو نسبت به سطح صاف بررسی و هندسه بهبودیافته معرفی گردید. سپس هندسه بهبودیافته با دیواره همسو با هندسه‌های با دیواره ناهم‌سو و نیز دیواره ایرفویل شکل بررسی و مقایسه گردید. در شکل (۱۰) پروفیل سرعت را برای هندسه موجی شکل با سرعت ورودی 0/1 متر بر ثانیه نمایش داده شد.

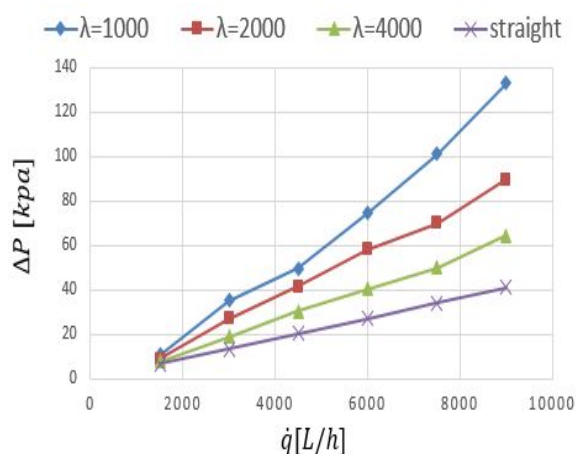
هندسه بیشتر خواهد بود و به نحوی باعث بهبود عملکرد انتقال حرارتی خواهند شد.

همچنین در تمامی هندسه‌ها ملاحظه شد با افزایش کارکرد خودرو و بالطبع با افزایش دبی حجمی سیال خنک‌کننده مقدار عدد ناسلت افزایش یافت و در بیشترین گذر جریان بیشترین نرخ انتقال حرارت از رادیاتور طراحی شده دریافت گردید. پس مطابق با شکل (۱۴) می‌توان گفت بیشترین نرخ انتقال حرارتی برای هندسه طول موج کمتر یعنی ۱۰۰۰ میکرومتر است.



شکل (۱۴): مقایسه عدد ناسلت برحسب دبی حجمی سیال برای تغییرات طول موج دیواره

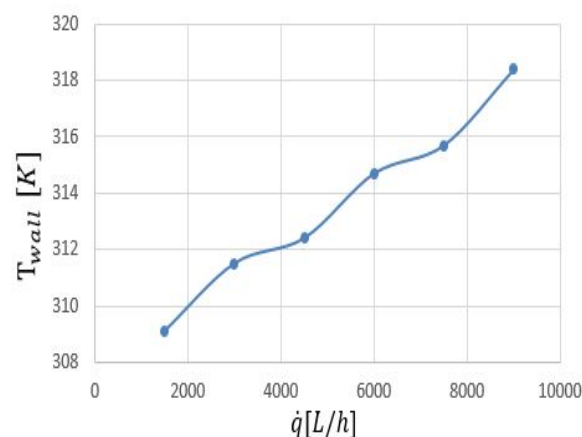
پارامتر دیگر که بررسی گردید مطابق با شکل (۱۵) مقدار افت فشار سیال در طول مسیر جریان بود. با در نظر گرفتن معادله (۹) مشاهده شد میزان افزایش طول موج هندسی با پارامتر افت فشار رابطه عکس دارند و هرچه طول موج بیشتر باشد جریان افت فشار کمتری را در میکرو کانال تجربه کرد.



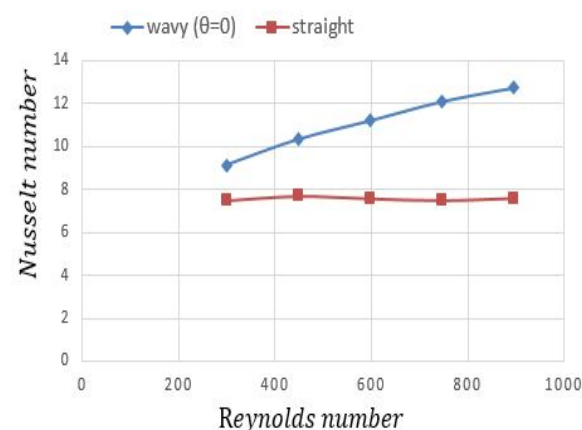
شکل (۱۵): مقایسه افت فشار برحسب دبی حجمی سیال برای تغییرات طول موج دیواره

زمان را برای قرار گرفتن در کنار منبع هوای سرد دیواره مجاور را برای انتقال گرما خواهد داشت.

همچنین در شکل (۱۳) برای هندسه با دیواره موج همسو و صاف در نموداری با پارامترهای بی بعد شده عدد ناسلت برحسب عدد رینولدز رسم شده است.



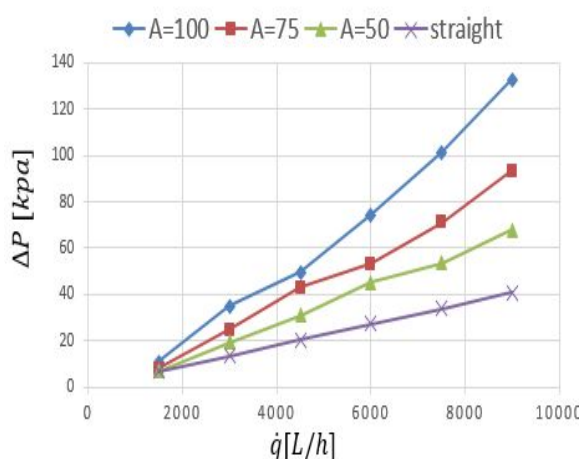
شکل (۱۳): نمودار تغییرات دمای استاتیکی دیواره برحسب دبی‌های مختلف جریان



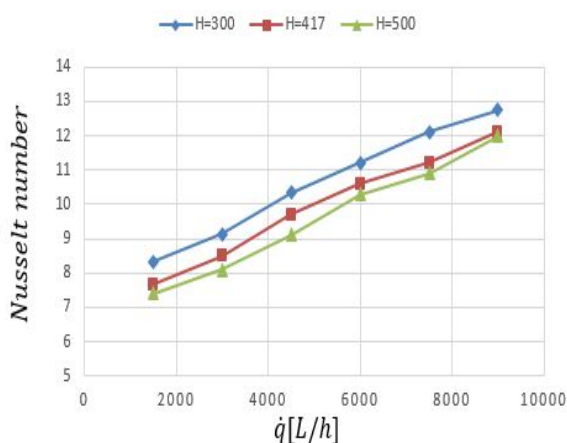
شکل (۱۴): نمودار بی بعد شده عدد ناسلت برحسب عدد رینولدز

۵-۱- تأثیر طول موج‌های مختلف دیواره موج بر نتایج

هندسه دیواره‌های موجی شکل کسینوسی به دامنه دیواره موجی و نیز طول موج آن بستگی دارد. در این بخش تمام پارامترهای هندسی موجود در جدول (۱) را به جز طول موج ثابت فرض نموده شد. در شکل (۱۴) مقدار عدد ناسلت با کمک معادله (۶) در تمام دیواره‌های موج از دیواره صاف بیشتر بود که بهبود عملکرد استفاده از دیواره‌های موج بجای دیواره صاف را می‌رساند. با افزایش طول موج دیواره مشاهده شد مقدار عدد ناسلت کاهش پیدا کرد و این بیان را می‌توان با این موضوع استدلال نمود که هرچه طول موج دیواره کمتر باشد میزان دره‌می جریان توسط

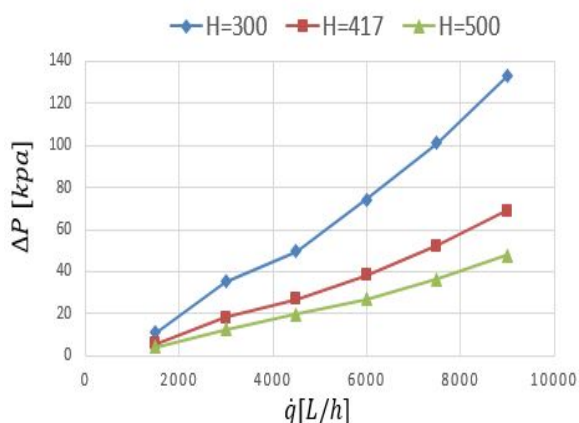


شکل (۱۷): مقایسه افت فشار برحسب دبی حجمی سیال برای تغییرات دامنه موج دیواره



شکل (۱۸): مقایسه عدد ناسلت برحسب دبی حجمی سیال برای تغییرات ارتفاع دهانه دیواره

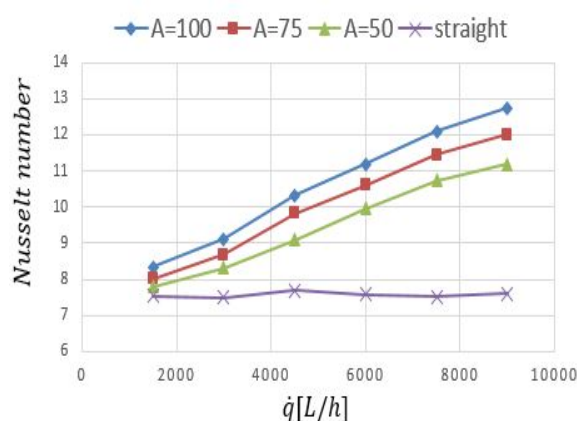
از بررسی نمودار شکل (۱۹) مشاهده شد هرچه میزان ارتفاع دهانه میکرو کانال کمتر باشد مقدار افت فشار بیشتر خواهد بود و این موضوع با کمک از معادله (۹) نیز قابل توجیه است.



شکل (۱۹): مقایسه افت فشار برحسب دبی حجمی سیال برای تغییرات ارتفاع دهانه دیواره

۲-۵- تأثیر دامنه‌های مختلف دیواره موج بر نتایج

پارامتر دیگری که بر هندسه دیواره موجی شکل اثر دارد ارتفاع دامنه موجی شکل دیواره است. مطلق شکل (۱۶) با مقایسه دیواره موج با دیواره صاف مشاهده شد در تمام دبی‌های جریان سیال انتقال حرارت در حالت دیواره موج به شکل مناسبی به نسبت دیواره صاف بهبود یافته است و مزیت استفاده از دیواره موج را می‌رساند. همچنین با افزایش دامنه دیواره موج مقدار انتقال حرارت رابطه مستقیم دارد و هرچه این میزان بیشتر باشد بهبود انتقال حرارتی هندسه اتفاق خواهد افتاد. این موضوع درهم کردن خطوط جریان و بالطبع بهبود عملکرد حرارتی میکرو کانال را می‌رساند.

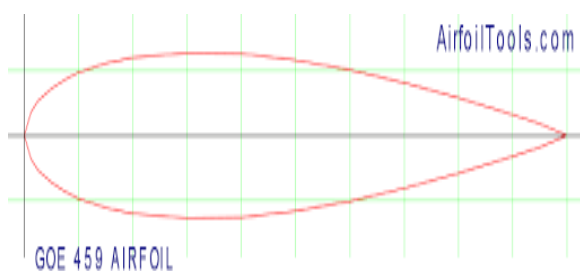


شکل (۱۶): مقایسه عدد ناسلت برحسب دبی حجمی سیال برای تغییرات دامنه موج دیواره

مطابق با شکل (۱۷) مقدار افت فشار سیال در طول مسیر جریان با افزایش میزان دامنه موج هندسی با پارامتر افت فشار رابطه مستقیم دارند و در دامنه ۱۰۰ میکرومتر بیشترین میزان افت فشار تجربه شد. همچنین این میزان افت فشار در جریان گذرنده سیال با مقادیر کم محسوس نیست.

۳-۵- تأثیر ارتفاع‌های مختلف دهانه میکرو کانال بر نتایج

پارامتر اثرگذار دیگری که در این پژوهش بررسی گردید ارتفاع دهانه میکرو کانال بود. این ارتفاع قطر هیدرولیکی هندسه را تعیین می‌کند و با استفاده از معادله (۱) می‌توان گفت تقریباً دو برابر H یا ارتفاع دهانه بیانگر قطر هیدرولیکی است. در شکل (۱۸) تغییرات ناسلت برحسب دبی جریان بیان می‌کند هرچه مقدار ارتفاع دهانه کمتر باشد عدد ناسلت بیشتر خواهد بود و کمترین مقدار پیشنهادی ارتفاع دهانه بیشترین انتقال حرارت را داشت. این موضوع از معادله (۸) نیز قابل توجیه است که رفتار ضریب انتقال حرارت جابجایی با قطر هیدرولیکی هندسه رابطه عکس داشت و در قطر هیدرولیکی کمتر مقدار ضریب جابجایی و بالطبع عدد ناسلت افزایش می‌یابد.



شکل (۲۱): هندسه NACA0012 از سایت مرجع [44]

هندسه ایرفویل‌ها طوری طراحی شده‌اند که درگ اصطکاکی و فشاری کمتری نسبت به سایر هندسه‌ها تجربه می‌کنند و در این پژوهش باهدف بهبود شرایط افت فشار در این هندسه انجام شد. همچنین تمام شرایط جریان در سه هندسه این بخش یکسان است. در شکل (۲۲) کانتور توزیع دما و فشار در هندسه موج ناهم‌سو مشاهده شد.

در شکل (۲۳) کانتور توزیع دما و فشار در سراسر هندسه میکرو کانال با دیواره ایرفویل NACA0012 نشان داده شد.

حال با مقایسه سه هندسه بهبودیافته با دیواره موج هم‌سو (با اختلاف فاز صفر دیواره‌های مقابل همدیگر) و دیواره موج ناهم‌سو (با اختلاف فاز دیواره ۱۸۰ درجه دیواره‌های مقابل همدیگر) و دیواره ایرفویل می‌توان بیان کرد بیشترین نرخ انتقال حرارت مطابق با شکل (۲۴) برای دبی‌های بیشتر از ۴ مترمکعب بر ساعت هندسه با دیواره موج ناهم‌سو و سپس ایرفویل NACA0012 است و همچنین برای دبی‌های کمتر از ۴ مترمکعب بر ساعت بیشترین نرخ انتقال حرارت برای هندسه با دیواره ایرفویل NACA0012 و سپس هندسه با دیواره موج ناهم‌سو است.

در شکل (۲۵) مقایسه سه هندسه مذکور را برحسب دبی گذری سیال خنک‌کننده انجام گردید که کمترین میزان افت فشار را هندسه با دیواره‌های هم‌سو و سپس ایرفویل داشتند. اما نکته حائز اهمیت این است که در شرایط با دبی جریان بالا مقدار افت فشار دیواره موج ناهم‌سو بالاست و با توجه به انتقال حرارت خوب ایرفویل و هندسه مناسب هیدرولیک جریان است چراکه تا ۴۹٪ افت فشار کمتری نسبت به هندسه دیواره موج ناهم‌سو دارد و از طرفی مقدار انتقال حرارت خوبی نیز به نسبت هندسه بهبودیافته با دیواره هم‌سو دارد.

با توجه به اهمیت میزان انتقال حرارت در شرایط استفاده خاص که بایستی بهای بهبود عملکرد حرارتی را پرداخت نمود و هندسه‌های با دیواره ناهم‌سو و ایرفویل بیشترین میزان انتقال حرارت را تجربه کردند و از بین این دو هندسه ایرفویل افت فشار کمتری داشت که می‌تواند هندسه مناسبی برای رادیاتورها معرفی گردد.

بعد از بررسی سه پارامتر مهم و تأثیرگذار هندسی در میکرو کانال‌های موجی شکل نسبت به تغییرات انتقال حرارتی با استفاده از عدد ناسلت و نیز تغییرات هیدرولیکی جریان سیال با استفاده از پارامتر افت فشار و با توجه این نکته که در برخی تغییرات هندسی هم‌زمان با بهبود عملکرد حرارتی به میزانی تا ۳۰٪ افزایش افت فشار را داشتیم ولی این موضوع امری ناگزیر و بهای انتقال حرارت بالاتر است [42]. پس با توجه به در نظر گرفتن بهبود عملکرد حرارتی هندسه بهبودیافته با میزان طول موج ۱ میلی‌متر و دامنه ۰/۱ میلی‌متر و ارتفاع دهانه ۰/۳ میلی‌متر بهترین انتقال حرارت را در میان هندسه‌های پیشنهادی جدول (۱) ایجاد گردید.

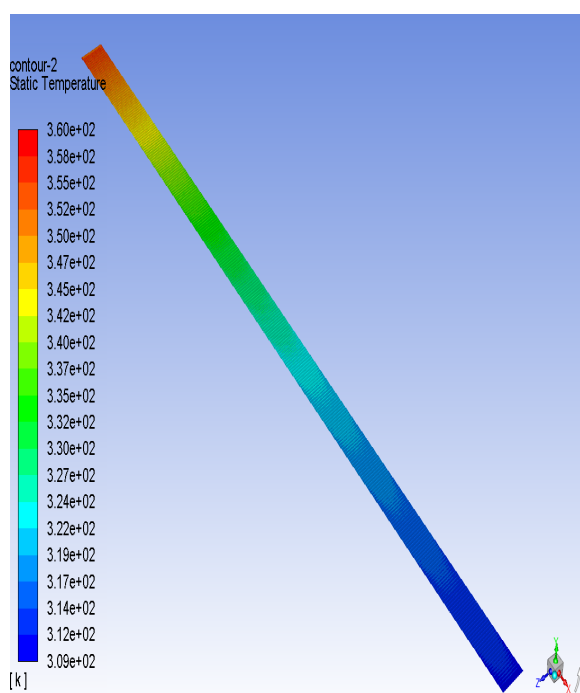
در شکل (۲۰) نمودار توزیع گرمای کل برای هندسه بهبودیافته نسبت به پژوهش پیشین [42] بیان شد. با توجه به این نمودار اختلاف ۲۰۰٪ تا ۳۵۰٪ بهبود انتقال حرارت میکرو کانال را نسبت به مینی کانال بیان می‌کند. همچنین دبی حجمی گذرنده بیشتر به بهبود عملکرد بیشتر نسبت به دبی‌های کمتر بود که نشان از کاربرد مناسب انتقال حرارتی میکرو کانال‌ها در دبی‌های بالا و رادیاتورهای با ظرفیت بالا دارد.



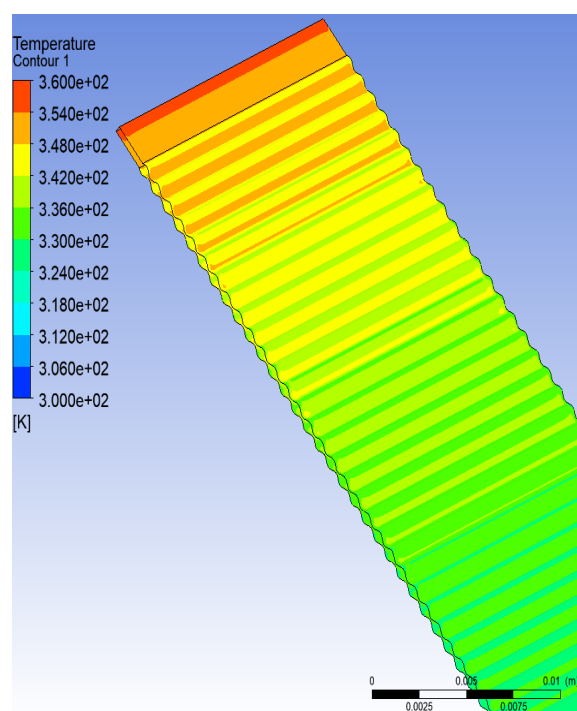
شکل (۲۰): انتقال حرارت کل از هندسه بهبودیافته نسبت به پژوهش پیشین

۴-۵- تأثیر هندسه با دیواره‌های ناهم‌سو و ایرفویل

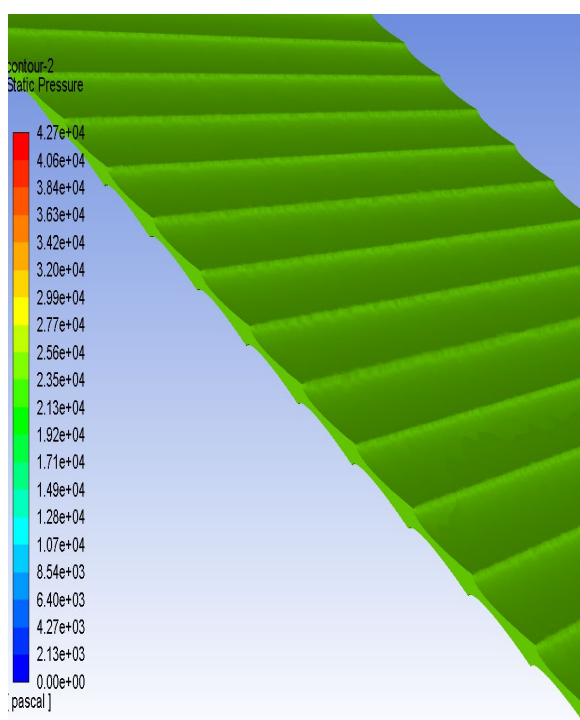
هندسه دیواره‌های موجی شکل کسینوسی با دیواره هم‌سو و بهبودیافته انتقال حرارت مناسبی نسبت به سایر هندسه‌ها داشت. از این رو با همین طول موج و دامنه و ارتفاع دهانه یکسان برای میکرو کانال دو هندسه دیگر با دیواره‌های ناهم‌سو و ایرفویل NACA0012 مطابق با شکل (۲۱) از سایت ایرفویل تولز را با بررسی مقادیر انتقال حرارت و افت فشار بررسی شد.



الف

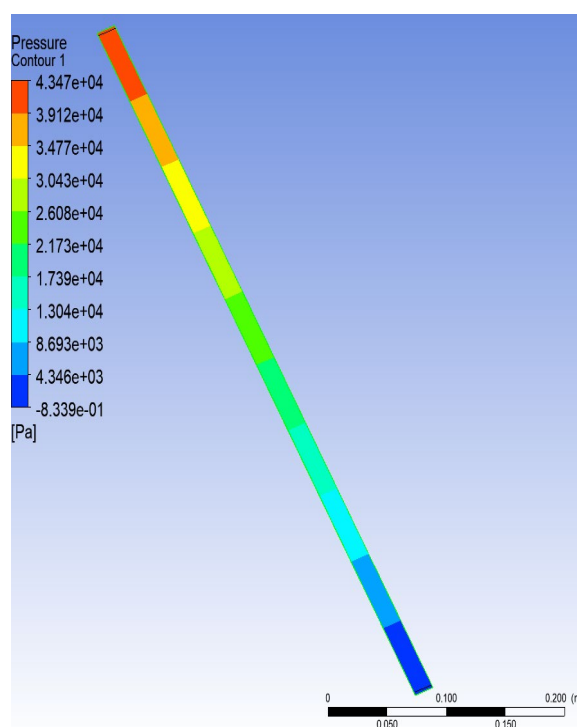


الف



ب

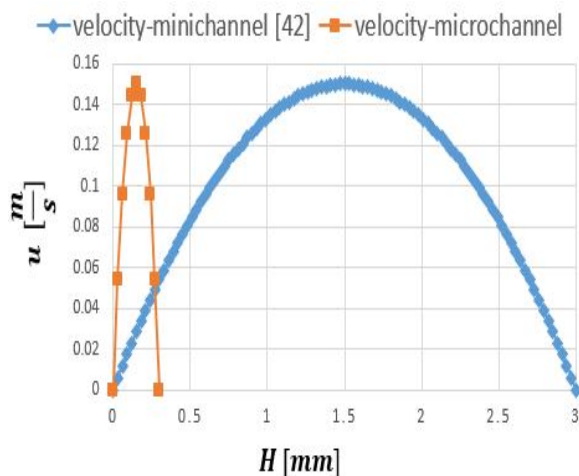
شکل (۲۳): کانتور ایرفویل الف) توزیع دما ب) توزیع فشار



ب

شکل (۲۲): نتایج هندسه موج ناهم‌سو الف) توزیع دما ب) توزیع فشار

دبی گذرنده یعنی ۱۵۰۰ لیتر بر ساعت، سرعت میانگین ورودی کانال ۰/۱ متر بر ثانیه در پژوهش پیشین برای مینی کانال لحاظ شد که در این پژوهش نیز همین سرعت در نظر گرفته شد. حال با توجه به اینکه پدیده رسوب‌گیری در نزدیک دیواره اتفاق می‌افتد، این‌رو سرعت متوسطی که دیواره در فاصله ۱۵۰ میکرومتر حس می‌کند را در این دو تحقیق در شکل (۲۶) با یکدیگر مقایسه شد.

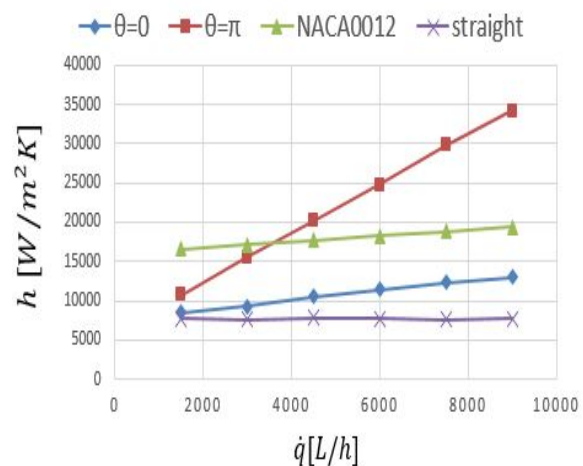


شکل (۲۶): مقایسه پروفیل سرعت در مینی کانال و میکرو کانال

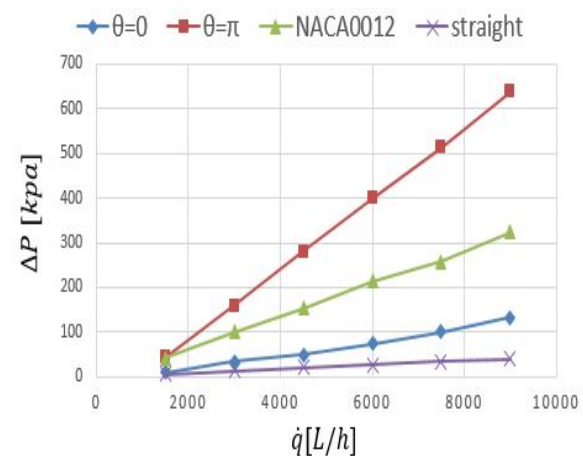
پس از بررسی سرعت متوسط در فاصله ۱۵۰ میکرومتری هریک از دیواره‌ها مینی کانال [42] با سرعت متوسط ۰/۰۱۴۴ و میکرو کانال پژوهش حاضر با سرعت متوسط ۰/۰۹۵ را در فاصله مذکور نزدیک دیواره را حس می‌کند که ۶/۶ برابر در نزدیک دیواره در محدوده مشکوک به تجمع رسوب است که نسبت به هندسه پژوهش قبل این افزایش سرعت در نزدیک دیواره باعث کاهش شانس تجمع رسوب‌ها در روی دیواره میکرو کانال به نسبت مینی کانال خواهد شد.

۶- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر طراحی رادیاتور خودروها صورت گرفت و با استفاده از علوم مکانیک سیالات محاسباتی و انتقال حرارت سیالات به شبیه‌سازی پرداخته شد. میکرو کانال‌های مختلف با ابعاد کلی ۰/۳*۲۰*۳۱۰ میلی‌متر مکعب با انواع دیواره‌های موجی شکل همسو و ناهم‌سو و ایرفویل NACA0012 در نرم‌افزار کتیا طراحی و سپس در نرم‌افزار فلوئنت شبیه‌سازی سیالاتی و حرارتی شد و نتایج با یکدیگر مقایسه شدند. در این پژوهش بازه دبی حجمی ۱/۵ تا ۹ مترمکعب بر ساعت و به‌صورت جریان ورودی با دمای ۳۶۰ کلوین توسط نرم‌افزار فلوئنت انتخاب شد. همچنین شرایط خروجی سیال را فشار خروجی در نرم‌افزار شبیه‌ساز انتخاب شد و دیواره‌ها تحت شرایط عدم لغزش و انتقال حرارت



شکل (۲۴): مقایسه ضریب انتقال حرارت برحسب دبی حجمی سیال برای ۳ هندسه



شکل (۲۵): مقایسه افت فشار برحسب دبی حجمی سیال برای ۳ هندسه مختلف

۵-۵- مقایسه رسوب‌گیری میکرو کانال و مینی کانال [42] با تحلیل پارامتر سرعت متوسط نزدیک دیواره‌ها

پدیده رسوب‌گیری در رادیاتورهای مشکلی است که امروزه طراحان این سیستم خنک‌کاری را با چالش‌هایی جدی روبرو کرده‌اند. رسوب‌گیری به عوامل مختلفی نظیر جنس سیال خنک‌کننده، جنس دیواره رادیاتور فلزی، دمای کاری، هندسه جریان، کاربری نامناسب از رادیاتور، زبری سطوح و سرعت جریان سیال را می‌توان نام برد. از آنجائی که یکی از پارامترهای مهم در ایجاد رسوب سرعت کم جریان است، طراحان سرعت کاری را تا حد ممکن در بیشترین سرعت طراحی قرار می‌دهند. با توجه به هندسه پژوهش برای دبی حجمی از ۱۵۰۰ تا ۹۰۰۰ لیتر بر ساعت طراحی برای مینی کانال [42] و میکرو کانال پژوهش استفاده گردید. با توجه به ابعاد ۳*۲۰ میلی‌متر برای کمترین

۷- فهرست علائم و اختصارات

مساحت، m^2	A
ضریب اصطکاک دیواره‌ها	f
فشار سیال، pa	P
سرعت سیال در جهت طولی (X)، m/s	U
فاصله عمودی مرکز میکرو کانال تا یکی از دیواره‌های میکرو کانال، m	a
عدد ناسلت	Nu
مقدار دامنه دیواره موجی شکل میکرو کانال، m	A'
مقدار طول موج دیواره موجی شکل میکرو کانال، m	λ
ارتفاع دهانه کانال، m	H
عمق دهانه میکرو کانال در جهت محور (Z)، m	W
سرعت در جهت عمودی (Y)، m	v
ضریب اصطکاک فانیگ دیواره	C_f
افت فشار در کانال، pa	ΔP
طول کانال، m	L, x
عدد رینولدز	Re
قطر هیدرولیکی میکرو کانال، m	D_h
سرعت بالا دست سیال، m/s	u_m
دما، K	T
عدد پرانتل	Pr
گرمای کل انتقال یافته، W	$\dot{Q}_{total}$
دمای متوسط در مقطع ورودی میکرو کانال، K	$T_{in,bulk}$
دمای متوسط در مقطع خروجی میکرو کانال، K	$T_{out,bulk}$
ظرفیت گرمایی حرارتی در فشار ثابت، W/kgK	C_p
ضریب هدایت حرارتی، W/mK	K
ضریب جابجایی حرارتی، W/m ² K	h
دبی حجمی سیال گذرنده، L/h	$\dot{q}$
علائم یونانی	
چگالی، kg/m ³	ρ
ضریب پخش گرما m ² /s	α
ویسکوزیته سیال، Pa.s	μ
تنش در دیواره‌ها، pa	τ_w
زیر نویس	
راستای مختصات کارتزین	i, j
جریان آشفته	t
هیدرولیکی	h
مقطع ورودی میکرو کانال	$In, inlet$

جابجایی با هوای سرد ۳۰۰ کلون قرار داشت. مهم‌ترین نتایج به‌دست آمده از این تحقیق به‌صورت زیر است:

-در این پژوهش از ابعاد میکرو کانال بجای مینی کانال [42,41] استفاده و با توجه به اینکه کاهش قطر هیدرودینامیکی باعث افزایش ضریب انتقال جابجایی می‌گردد که مشاهده شد میزان دفع انتقال حرارت ۲۰۰ تا ۳۵۰ درصد بهبود یافت و می‌توان این سیستم خنک کاری رادیاتور طراحی شده پژوهش حاضر را برای خودروهای سنگین‌تر مثل تراکتور در نظر گرفت.

-همچنین ۳ مقاومت حرارتی حاکم بر مسئله پژوهش حاکم وجود داشت. مقاومت حرارتی جابجایی هوای خارجی و سیال خنک‌کننده آب که هردو از مرتبه 10^{-4} کلون بروت و رسانش دیواره آلومینیومی از مرتبه 10^{-6} کلون بروت بود که عملاً در نظر گرفتن انتقال حرارت رسانشی در این مسئله تنها حجم معادلات را زیاد نمود و با دقت بسیار خوبی می‌توان در این دسته از مسائل مشابه از مقاومت رسانشی دیواره فلزی صرف‌نظر نمود. -پارامتر طول موج و دامنه موج و ارتفاع دهانه میکرو کانال به‌صورت کیس استادی مسئله پژوهش بودند که در نهایت از میان هندسه‌های پیشنهادی جدول (۱) به هندسه با کمترین طول موج یعنی ۱۰۰۰ میکرومتر و بیشترین دامنه موج یعنی ۱۰۰ میکرومتر و کمترین ارتفاع دهانه یعنی ۳۰۰ میکرومتر جهت بهبود عملکرد حرارتی رسیده شد که دیواره‌های کسینوسی شکل آن کاملاً هم‌فاز و به‌صورت هم‌سو قرار داشت.

-بعد از معرفی با هندسه بهبود یافته با دیواره‌های هم‌سو در وهله قبل به مقایسه آن با دو هندسه جدید یعنی دیواره کسینوسی ناهم‌سو و دیواره با هندسه ایرفویل NACA0012 انجام شد که مشاهده شد بهترین دفع حرارتی را دیواره موج ناهم‌سو و سپس ایرفویل دارد ولی افت فشار در دیواره ناهم‌سو بسیار بالا بود که با توجه هندسه آئرو دینامیکی استفاده شده مقدار افت فشار تا ۴۹٪ به نسبت دیواره ناهم‌سو کاهش یافت که گزینه خوبی جهت کاربرد در میکرو کانال‌ها بود.

-ابعاد اولیه میکرو کانال شکل (۲) در پژوهش مرجع [40] ۵۵۸*۳۷۸*۲۷ میلی‌متر مکعب برای رادیاتور خودرویی خاص از برند VALEO-27SHP بود که در این پژوهش به ابعاد ۳۱۰*۳۷۸*۲۰ رسیده شد که 58 درصد حجم و وزن رادیاتور کاهش یافت.

-همچنین با توجه به اینکه دبی حجمی جریان سیال از ۱۵۰۰ تا ۹۰۰۰ لیتر بر ساعت بود با حفظ سرعت یکنواخت ورودی از پژوهش مرجع [42,43] از 0/1 تا 0/6 برای جریان عبوری سیال باعث کاهش احتمال رسوب در دیواره شد بدین‌سان که سرعت متوسط در فاصله ۱۵۰ میکرومتری از میکرو کانال 6/6 برابر سرعت متوسط نزدیک دیواره مینی کانال بود.

Radiator with Wire Coil Inserts, Applied Thermal Engineering.2017;118:510.

DOI:10.1016/j.applthermaleng.2017.03.016

- [9] Shah, A.P., and Gaurvadkar, A. Design and Development of Automotive Radiator for Better Cooling Efficiency, Materials Today: Proceedings.2022;72:1028.

DOI:10.1016/j.matpr.2022.09.153

- [10] Incropera, DeWitt, Bergman, Lavine. Introduction to heat transfer. Fifth Edition.

- [11] Ismael T, Bu Yun S, Ulugbek F. Radiator heat dissipation performance. Electronics Cooling and Thermal Control. 2016;6:88.

DOI:10.4236/jectc.2016.62008

- [12] [12] Shankara R.P, Banapurmath N.R, D'Souza A, Sajjan A.M, Ayachit N.H, Yunus Khan T.M, Badruddin I.A, Kamangar S. An insight into the performance of radiator system using ethylene glycol-water based graphene oxide nanofluids. Alexandria Engineering. 2021;61:5155.

DOI:10.1016/j.aej.2021.10.037

- [13] Kumar A, Hasan M.A, Chand P. Heat transport in nanofluid coolant car radiator with louvered fins. Powder Technology.2020;376:631.

DOI:10.1016/j.powtec.2020.08.047

- [14] Han C, Xin j, Han F, Bao S, Yang D, Li X. Study on the three-dimensional heat flow field of supercritical nitrogen in a micro-channel plate heat exchanger.Cryogenics.2022;126:103545.

DOI:10.1016/j.cryogenics.2022.103545

- [15] He B, Li L, He G, Tian M, Zhang Y, Tong W, Jian Q, Yu X. Experimental study on heat transfer performance of micro-grooved I-shaped aluminum heat pipe for heat pipe heat exchangers. Applied Thermal Engineering.2024;253:123773.

DOI:10.1016/j.applthermaleng.2024.123773

- [16] Wang L, Quan Z, Zhao Y, Yang M, Jing H. Heat transfer process analysis and performance research of micro heat pipe array applied for the thermal management of proton exchange membrane fuel cells. Applied Thermal Engineering.2023;219:119531.

DOI:10.1016/j.applthermaleng.2022.119531

- [17] Jamil M.A, Yaqoob H, Imteyaz B, Ali H.M, Allahyar K, Goraya T.S, Shahzad M.W, Alkasmoul F. On design and analysis of a concentric tube micro fin heat exchanger for applications of tire pyrolysis lube oil cooling. International Communications in Heat and Mass Transfer.2023;146:106896.

DOI:10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106896

- [18] Godi N.Y. Heat transfer augmentation in heat sink with fin-bars inserted in cooling channel. Results in Engineering.2024;23:102650.

DOI:10.1016/j.rineng.2024.102650

- [19] Sakkay M, Ghandouri I.E, Maakoul A.E, Saadeddine S, Meziane M, Dani A. Enhancing heat transfer efficiency and entropy generation minimization in Micro-Channel Heat Sinks through pillar spacing and diameter optimization. International Journal of Heat

Out,outlet

مقطع خروجی میکرو کانال

bulk

مقدار بالک پارامتر مدنظر در سطح مقطع

s

سطح جانبی دیواره

wall

دیواره

ave

متوسط

max

بیشینه

۸- مراجع

- [1] Ghachem K, Aich W, Kolsi L. Computational analysis of hybrid nanofluid enhanced heat transfer in cross flow micro heat exchanger with rectangular wavy channels. Case Studies in Thermal Engineering.2020;24:100822.

DOI:10.1016/j.csite.2020.100822

- [2] Zia Ullah Khan M, Younis Y.M, Akram N Akbar B, Rajput U.A, Bhutta R.A, Uddin E, Jamil M.A, García M´ arquez F.P, Zahid F.B. Investigation of heat transfer in wavy and dual wavy micro-channel heat sink using alumina nanoparticles. Case Studies in Thermal Engineering.2021;28:1011515. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101515

- [3] Kumar Dey T, Saxena R, Gupta A. Analytical study of fluid flow and thermal characteristics of flow in micro channel heat sinks with working fluid as water and alumina & water nanofluid. Materials Today:Proceedings.2022;74:213-217.

DOI:10.1016/j.matpr.2022.08.054

- [4] Hatami, M., Jafaryar, M., Zhou J., and Jing, D. Investigation of Engines Radiator Heat Recovery Using Different Shapes of Nanoparticles in H2O/(CH2OH)2 Based Nanofluids, International Journal of Hydrogen Energy.2017;42:10891. DOI:10.1016/j.ijhydene.2017.01.196

- [5] Esfe, M.H., Rostamian, H., Toghraie, D., Hekmatifar, M., and Khalil Abad, A.T. Numerical Study of Heat Transfer of U-Shaped Enclosure Containing Nanofluids in a Porous Medium Using Two-Phase Mixture Method , Case Studies in Thermal Engineering. 2022;38:102150. DOI:10.1016/j.csite.2022.102150

- [6] Elsaid, A.M. Experimental Study on the Heat Transfer Performance and Friction Factor Characteristics of Co3O4 and Al2O3 based H2O/(CH2OH)2 Nanofluids in a Vehicle Engine Radiator, International Communications in Heat and Mass Transfer. 2019;108:104263. DOI:10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.05.009

- [7] Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Hoseini, S.M., and Seifi Jamnani, M. Experimental study of Heat Transfer Enhancement Using Water/Ethylene Glycol Based Nanofluids as a New Coolant for Car Radiators, International Communications in Heat and Mass Transfer.2011;38:1283.

DOI:10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.07.001

- [8] Goudarzi, K. and H. Jamali, Heat Transfer Enhancement of Al2O3-EG Nanofluid in a Car

- [30] Kumar B.R, Vigneshwaran K, Antony D.A. CFD analysis of different radiator surfaces to optimize heat transfer coefficient. *Materials Today: Proceedings*.2022;68:2334-2341. DOI:10.1016/j.matpr.2022.09.045
- [31] Pourhammati S, Hossainpour S. Improving the hydrothermal characteristics of wavy microchannel heat sink by modification of wavelength and wave amplitude. *International Communications in Heat and Mass Transfer*.2022;130:105805. DOI:10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105805
- [32] Rostami M, Farajollahi A.H, Ghanbari M, Naderi A. Numerical Simulation of the Effect of Using a Finned Tube on the Thermal Efficiency of Heat Exchangers. *Journal of Aerospace Mechanics*.2022;18:53-76. DOI:10.1001.1.26455323.1401.18.1.4.2
- [33] Wright S.J, Dixon-Hardy D.W, Heggs P.J. Aircraft air conditioning heat exchangers and atmospheric fouling. *Thermal Science and Engineering Progress*.2018;7:184. DOI:10.1016/j.tsep.2018.06.007
- [34] Padmanabhan S, Reddy O.Y, Yadav K.V.A.K, Raja V.K.B, Palanikumar K. Heat transfer analysis of double tube heat exchanger with helical inserts. *Materials Today: Proceedings*.2021;46:3588. DOI:10.1016/j.matpr.2021.01.337
- [35] Pang L, Luo K, Yuan Y, Mao X, Fang Y. Thermal performance of helicopter air conditioning system with lube oil source (LOS) heat pump. *Energy*.2019;190:116446. DOI:10.1016/j.energy.2019.116446
- [36] Farajollahi A.H, Mokhtari A, Rostami M, Imani K, Salimi M. Numerical study of using perforated conical turbulators and added nanoparticles to enhance heat transfer performance in heat exchangers. *Scientia Iranica*. 2023; 30:1027. DOI:10.24200/sci.2022.59717.6394
- [37] Sarafraz M.M, Arjomandi M. Thermal performance analysis of a microchannel heat sink cooling with copper oxide-indium (CuO/In) nano-suspensions at high-temperatures. *Applied Thermal Engineering*.2018;137:700. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2018.04.024
- [38] Zhao Y, Li G, Dang C, Wu H. Research on the thermal performance of the condenser in a loop heat pipe anti-icing system. *Frontiers in Energy Research*.2023;24:1306563. DOI:10.3389/fenrg.2023.1306563
- [39] Tang J, Xie Y, Wu H, Fang Z, Yu J, McCluskey D. Experimental and numerical investigation on conjugate performance of fan and heat exchanger of helicopter oil cooling system. *Thermal Science and Engineering Progress*.2022;35:101472. DOI:10.1016/j.tsep.2022.101472
- [40] Khaled M, Elhage H, Elmarakbi A, Peerhossaini H, Harambat F. Aerothermal Management of Vehicle Heat Exchangers: Parametric Analysis. *ASME 2013 Fluids Engineering*.2013;11:16148. DOI:10.1115/FEDSM2013-16148
- and Fluid Flow.2024;108:109492. DOI:10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109492
- [20] Marseglia G, Giorgi M.G, Carvalho D.S, Pontes P, Souza R.R, Moreira A.L.N, Moita A.S. Experimental investigation on the effects of the geometry of microchannels based heat sinks on the flow boiling of HFE-7100. *Applied Thermal Engineering*.2024;236:121479. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2023.121479
- [21] Ali N, Srivastava S, Haque I, Yadav J, Alam T, Siddiqui T.U, Siddiqui M.I.H, Cuce E. Heat dissipation and fluid flow in micro-channel heat sink equipped with semi-elliptical pin-fin structures: A numerical study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*.2024;155:107492. DOI:10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107492
- [22] Acharya N. Magnetically driven MWCNT-Fe₃O₄-water hybrid nanofluidic transport through a micro-wave channel: A novel MEMS design for drug delivery application. *Materials Today Communications*.2020;24:100822. DOI:10.1016/j.mtcomm.2023.107844
- [23] kumar V.A, Arivazhagan S, Balaji T. Experimental investigation of an automobile radiator using carbon based hybrid nano coolant. *International Journal of Thermal Sciences*.2023;193:108497. DOI:10.1016/j.ijthermalsci.2023.108497
- [24] Hajialibabaei M, Saghir M.Z, Dincer I, Bicer Y. Optimization of heat dissipation in novel design wavy channel heat sinks for better performance. *Energy*.2024;297:131155. DOI:10.1016/j.energy.2024.131155
- [25] Khoshvaght-Aliabadi M, Ghodrati P, Mortazavi H, Kang Y.T. Numerical analysis of heat transfer and flow characteristics of supercritical CO₂-cooled wavy mini-channel heat sinks. *Case Studies in Thermal Engineering*.2023;226:120307. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2023.120307
- [26] Amiri H.A, Afsharpanah F, Moshafi S, Asiaei S. Thermal management of an asymmetrical wavy microchannel heat sink via Ag/water nanofluid. *Case Studies in Thermal Engineering*.2024;53:103857. DOI:10.1016/j.csite.2023.103857
- [27] Gibreel M, Zhang X, Elmouazen H. Enhancement of heat transfer and hydrogen fuel flow characteristics in a wavy cooling channel with secondary branch design. *International Journal of Thermal Sciences*.2023;193:108513. DOI:10.1016/j.ijthermalsci.2023.108513
- [28] Hajialibabaei M, Saghir M.Z, Dincer I, Bicer Y. Experimental and numerical study on heat transfer performance of wavy channel heat sink with varying channel heights. *International Communications in Heat and Mass Transfer*.2023;148:107044. DOI:10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.107044
- [29] Gibreel M, Zhang X, Elmouazen H. Serpentine and furrowed wavy channels-based enhancement in heat transfer for a rocket engine chamber. *International Journal of Thermal Sciences*.2023;185:108074. DOI:10.1016/j.ijthermalsci.2022.108074

- [41] Faraj A, Faraj J, Harika E, Hachem F, Khaled M. Development of a new method for estimating the overall heat transfer coefficient of heat exchangers – Validation in automotive applications. Case Studies in Thermal Engineering.2021;28:101434.
DOI:10.1016/j.csite.2021.101434
- [42] Farajollahi A.H, Yahyaabadi M.M, Pourseifi M. Numerical Investigation of Heat Transfer Enhancement in an Automotive Radiator Utilizing Mini-Channel Tubes and Tubes Configuration. Fluid mechanics and aerodynamics in imam hussein university.1401;11:37.
DOR:<https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.23223278.1401.11.2.4.8>
- [43] Bejan, A., Convective Heat Transfer”, Fourth Edition ed. Unites States of America: Wiley, 2013.