

## Thermal Management of the Cooling System of Electronic Boards Using Different Flow Patterns and Nanofluid

Amir Javanbakht,<sup>1</sup> Ghanbar Ali Sheikhzadeh<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran  
[a.javanbakht@grad.kashanu.ac.ir](mailto:a.javanbakht@grad.kashanu.ac.ir)

<sup>2</sup>Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran  
[sheikhz@kashanu.ac.ir](mailto:sheikhz@kashanu.ac.ir)

---

### Keywords:

liquid-cooling systems,  
air-cooling systems,  
flow patterns,  
power supplies,  
numerical analysis nanofluids.

**Abstract:** Liquid cooling systems play an essential role in various branches of industry. Most electrical and electronic circuits whose power supplies exceed a certain threshold, generating significant heat, employ water-cooling systems instead of air-cooling systems. This study numerically investigates a single-phase liquid cooling system using various nanofluids and innovative flow patterns. The objective of the study is the enhancing of cooling performance and the reducing of temperature in circuit boards. The finite volume method, implemented in the commercial CFD software, ANSYS Fluent, is employed to simulate the fluid flow and heat transfer within the system. Additionally, the pressure drop of the coolant flow is analyzed as a critical parameter. To optimize cooling performance, various flow patterns are explored to minimize the contact surface temperature of power supply components. These patterns include changes in the number of branches from three to five, variations in the width of the passage of the fluid flow beneath electronic components from 10 to 12 millimeters, location of the water channels closer by adding more fluid channels as well as by changing the width of the fluid manifold. Additionally, the impact of incorporating nanofluids is examined. Water-based nanofluids incorporating aluminum oxide and copper oxide nanoparticles at volume fractions of 1%, 3%, and 5% are employed to reduce the temperature of the contact surface of the power supply sources as much as possible. The results indicated that altering the flow pattern and the number of branches led to an optimized flow pattern that reduced the maximum temperature of the power supply components by up to 2.5 degrees Celsius compared with the baseline configuration. Furthermore, the addition of nanoparticles provided a modest temperature reduction of approximately 0.5 degrees Celsius.

---

### Original Research Article

#### Paper History:

Received: 22/06/2024

Revise: 20/11/2024

Accepted: 22/12/2024

---

**How to cite this article:** Javanbakht, A., Sheikhzadeh, Gh. A., "Thermal Management of the Cooling System of Electronic Boards Using Different Flow Patterns and Nanofluid", Energy Engineering and Management, Vol. 14, No. 2, PP. 58-69, Summer 2024. <https://doi.org/10.22052/EEM.2025.255043.1070>

© 2023 University of Kashan Press.

This is an open access article under the CC BY license. (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)



### Introduction

In recent times, there has been remarkable progress in the technology of producing electrical and electronic

components and systems. With increasing need to process large amounts of data in a short amount of time, systems with high processing speeds are

required. This increase in operational speed and data volume necessitates resources with high electrical power. These electrical power sources generate a significant amount of heat flux, which must quickly be dissipated from the system to prevent the temperature of the system from exceeding the allowable limit. By keeping the temperature within the permissible range, the system can operate optimally. Liquid cooling systems play a crucial role in various industries due to their high cooling capacity. With increasing global competition in all industrial sectors as well as with the significant role of energy in production costs, these industries are strongly driven towards advanced development with high performance indicators. In this study, an attempt is made to achieve the best possible performance of a liquid cooling system by changing the arrangement and geometry of the coolant flow channels. The obtained results are validated through numerical analysis and simulation. A 3D model of an electronic board along with its cooling system is considered and numerically analyzed for various changes such as different coolant flow path types, distributor width, and flow channel width. The number of optimal coolants passes under the heat sources and the number of branches from the main coolant path are considered as two main parameters to reduce the temperature of the lower surface of the heat sources. Finally, by optimizing the arrangement, a specific geometry is proposed for liquid cooling of the heat sink.

### Materials and Methods

This paper presents a cooling plate comprising a plastic base plate, an aluminum cover plate, and square-shaped machined cooling channels for component cooling. The square cross-section of the channel measures 10×10 mm, while the plastic plate has dimensions of 21×301×372 mm; the aluminum plate is 8×302×372 mm in dimensions. Water is used as the coolant. Ten electronic components with specified thermal power are mounted on the aluminum plate. In this model, the electronic components were assumed to be copper heat sources with dimensions of 3×5.9×5.24 mm. For numerical analysis, simplifying assumptions were considered, including Newtonian and incompressible fluid, constant physical properties, negligible buoyancy force, and negligible radiative heat transfer. The fluid flow was assumed to be steady and turbulent, and the standard k-ε turbulence model was used. To improve and reduce the temperature of the electronic components, different flow patterns were used. Additionally, two types of nanofluids, aluminum oxide and copper oxide with the volume fractions of 1 to 5%, were used instead of water to enhance heat transfer.

### Results

Based on the initial proposed model, its corresponding flow pattern, and the defined

specifications, the analyses were conducted using the Ansys Fluent software. It is worth noting that in the first flow pattern, the pressure drop of the coolant was 0.25 bar. Observations revealed that the maximum temperature on the lower surface of one of the heat sources exceeded the permissible limit. Therefore, it was necessary to create a better distribution of the coolant flow. To investigate the effect of the coolant flow pattern, a second flow pattern was considered, where the number of coolant flow paths was increased so that there was one flow path under each pair of heat sources. The pressure drop of the coolant in this case was found to be 0.268 bar. The results for the maximum temperature of the heat sources indicated an increase in the temperature of the heat sources. In the third flow pattern, the effect of changes in the width of the fluid distributor was investigated, which was gradually reduced by 2 mm in two stages. In this part, all other parts of the geometry, the fluid and flow field characteristics, and the thermophysical properties of the components remained constant. The pressure drop in this case was found to be 0.266 bar. As it can be seen in the results, obtained from the second and the third flow patterns compared with the first one, no improvement in the maximum temperature of the lower surface of the heat sources was achieved. This can be explained by the fact that in this case, the coolant passes only once under the heat sources; thus, it does not have enough time to absorb heat. As a result, the temperature under the heat sources not only decreased but also increased compared with the first case. At this stage, the fourth flow pattern was designed, in which two branches were considered in the main line. In other words, the width of the fluid distributor and of the channels passing under the heat sources increased from 10 to 12 mm; the depth of the channel was reduced from 10 to 8 mm. Also the channels were brought closer together to increase the cooling rate. In this case, the pressure drop was 0.640 bar. By comparing the results of this fourth pattern with the results of the first and the third patterns, it is observed that the temperature of the heat sources in this flow pattern has decreased by up to 2.5 degrees Celsius. In other words, it can be said that when the coolant passes several times under the heat sources, it has enough time for heat transfer. Also, a larger lateral surface area of the fluid passage channel is considered for the heat exchange. As a result, the temperature of the heat sources will decrease significantly.

### Discussion and Conclusion

In this paper, a suitable pattern for optimal system cooling was proposed by investigating the effect of changing geometric parameters such as the number of branches, the width of the coolant flow channels, and the number of forward and backward flow paths under the heat source regions. It can be stated that the coolant flow pattern should be such that there is sufficient time for heat transfer from the heat sources to the coolant. Therefore, flow patterns with forward

and backward paths with a U-shaped bend result in lower temperatures. As observed, the temperature of the surfaces under the heat sources improved by about 2.5 degrees Celsius compared with the first design. Subsequently, by investigating the effects of using a

nanofluid with a specific volume percentage, it was shown that a further decrease of about 0.5 degrees Celsius occurred in the temperature of the lower surface of the heat sources.

## مدیریت حرارتی سامانه خنک کاری بردهای الکترونیکی با استفاده از الگوهای مختلف جریان و به کارگیری نانوسیال

امیر جوانبخت<sup>۱</sup>، قنبرعلی شیخزاده<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی دکتری تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

[a.javanbakht@grad.kashanu.ac.ir](mailto:a.javanbakht@grad.kashanu.ac.ir)

<sup>۲</sup> استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

[sheikhz@kashanu.ac.ir](mailto:sheikhz@kashanu.ac.ir)

واژه‌های کلیدی:  
سامانه‌های خنک کاری با مایع،  
سامانه‌های خنک کاری با هوا،  
الگوهای جریان،  
منابع تغذیه،  
تحلیل عددی نانوسیالات.

چکیده: سامانه‌های خنک کاری با مایع در صنایع مختلف نقش بسیار مهمی را ایفا می‌کنند. اکثر بردهای الکترونیکی و الکترونیکی که توان منابع تغذیه آن‌ها از مقدار مشخصی بیشتر است و به عبارتی حرارت زیادی را تولید می‌کنند، به جای سامانه خنک کاری با هوا از سامانه‌های خنک کاری با آب بهره می‌برند. در کار حاضر به منظور بهبود خنک کاری و کاهش دمای بردها، تحلیل عددی تک‌فاز یک سامانه خنک کاری با مایع به کمک انواع نانوسیالات و الگوهای مختلف جریان با روش عددی حجم محدود با استفاده از نرم‌افزار فلونت انجام شده است. علاوه بر این‌ها افت فشار جریان سیال خنک‌کننده نیز به‌عنوان یک پارامتر مهم مورد تحلیل قرار گرفته است. در ابتدا با کمک الگوهای جریانی شامل تغییر در تعداد انشعاب‌ها از سه به پنج انشعاب، پهنای مجرای عبوری در نواحی زیرین قطعات الکترونیکی از ۱۰ به ۱۲ میلی‌متر، نزدیک کردن کانال‌های آب با اضافه کردن تعداد مجاری سیال و همچنین با تغییر پهنای پخش‌کننده سیال و بعد از آن با استفاده از نانوسیال‌های آب-اکسید آلومینیوم و آب-اکسید مس برای کسر حجمی‌های ۱٪، ۳٪ و ۵٪ تلاش شده است دمای سطح تماس منابع تغذیه توان، تا حد ممکن کاهش یابد. براساس نتایج، مشاهده شده است که با تغییر الگوی جریان و تعدد انشعابات، دمای حداکثر سطح تماس منابع تغذیه تا حدود ۲/۵ درجه سلسیوس کاهش پیدا می‌کند، درحالی‌که با تغییر سیال از آب به نانوسیال حدود ۰/۵ درجه سانتی‌گراد دما کاهش پیدا خواهد کرد.

مقاله علمی پژوهشی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۴/۰۲

تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۰۸/۳۰

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۰/۰۲

## ۱. مقدمه

صفحه خنک‌کننده نصب گردد. در این حالت در مقایسه با منبع حرارتی نصب‌شده در یک سمت، دمای ماکزیم تراشه فقط ۲۰ درصد کاهش می‌یابد؛ هرچند که اتلاف حرارت در این حالت در دو سمت است.

هانگ و همکاران [۱۸] اثرات ابعاد کانال در انتقال حرارت در یک چاه حرارتی میکروکانالی متخلخل را به‌صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. تأکید آن‌ها بر اثرات نسبت‌های بزرگی برای عرض و ارتفاع کانال بر عملکرد حرارتی و هیدرولیکی چاه حرارتی میکروکانالی متخلخل بود. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که افزایش نسبت بزرگی عرض یا ارتفاع، افت فشار جریان عبوری را کاهش می‌دهد. تا هنگامی که مقاومت حرارتی با یک خروجی کانال بزرگ کاهش می‌یابد، عدد ناسلت میانگین، راندمان انتقال حرارت و اثربخشی کنترل دما افزایش خواهد یافت.

راموس و همکاران [۱۹] عملکرد هیدرودینامیکی و حرارتی سامانه مایع خنک را برای امکان‌سنجی کاربرد آن در مدیریت حرارتی آرایه‌های LED توان بالا مورد ملاحظه قرار دادند. آن‌ها راه‌حل میکروجت و صفحات خنک‌کننده با یک سری مینی‌کانال را با استفاده از شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی بررسی کردند و بهینه‌سازی را براساس حداقل انرژی تولیدی با هدف کاهش تلفات فشار اصطکاکی در هندسه‌های مختلف مینی‌کانال‌های ارائه‌شده انجام دادند.

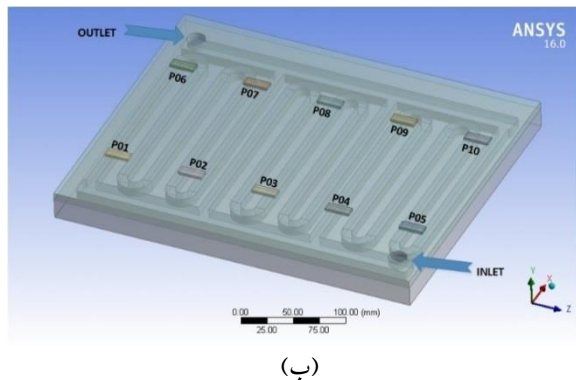
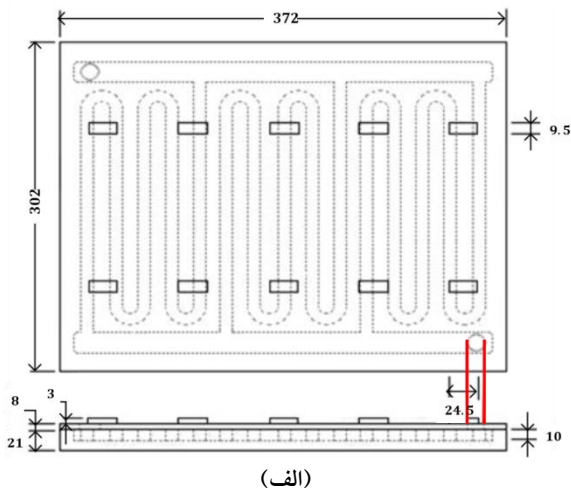
ساین و پیوا [۲۰] میدان جریان سیال و انتقال حرارت را در داخل صفحه خنک‌کننده با مایع برای تقویت‌کننده‌های رادیویی مورد بررسی عددی قرار دادند. آن‌ها با در نظر گرفتن ضریب هدایت حرارتی مختلف برای صفحه پایه و درپوش بالایی و همچنین دربی‌های جرمی مختلف، میزان خنک‌کنندگی اجزای الکترونیکی را که بر روی صفحه پوشاننده قرار داشت، مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد با افزایش دربی جرمی و در نتیجه افزایش عدد رینولدز، میزان افت فشار افزایش می‌یابد که این موضوع بیانگر توان پمپاژ بیشتر خواهد بود.

پاتیل و همکاران [۲۱] عملکرد حرارتی باتری لیتیوم-یون خنک‌شده با آب را شبیه‌سازی کردند. این باتری‌ها در نرخ تولید حرارت بالا به‌صورت یکپارچه در وسایل نقلیه الکترونیکی با صفحه خنک‌کننده میکروکانالی مورد استفاده قرار می‌گیرند. آن‌ها پیشنهاد دادند پارامترهای مختلف اثرگذار از قبیل دربی جرمی و دمای سیال خنک‌کن ورودی، نسبت همپوشانی سطح مقطع از طریق تغییر در تعداد کانال‌های خنک‌کننده، قطر هیدرولیکی کانال از طریق تغییر

امروزه پیشرفت چشمگیری در فناوری تولید قطعات و سامانه‌های الکترونیکی و الکترونیکی صورت گرفته است. با افزایش نیاز به پردازش اطلاعات زیاد در اندک‌زمان ممکن، سامانه‌هایی با سرعت عملیات پردازش بالا مورد نیاز است که همین افزایش سرعت عملیاتی و حجم داده‌ها، نیازمند منابعی با توان الکترونیکی بالاست [۱]. این منابع توان الکترونیکی، موجب تولید شار حرارتی زیادی شده و باید این حرارت تولیدی به‌سرعت از سامانه مورد نظر دفع گردد تا دمای سامانه از حد مجاز بالاتر نرود و در محدوده دمایی مجاز، کارکرد بهینه خود را انجام دهد [۲ و ۳]. در صنایع مختلف سیالات متداول برای خنک‌کاری را معمولاً سیالاتی نظیر هوا، آب، روغن‌ها و اتیلین گلیکول تشکیل می‌دهند [۴-۷]. سامانه‌های مایع‌خنک به‌دلیل توان خنک‌کنندگی بالا، نقش بسیار مهمی را در صنایع مختلف ایفا می‌کنند. برای خنک‌کاری بردهای الکترونیکی و الکترونیکی که توان منابع تغذیه آن‌ها از مقدار مشخصی بیشتر است و به عبارتی حرارت زیادی را تولید می‌کنند، از سامانه مایع‌خنک به‌جای سامانه هواخنک استفاده می‌شود. با افزایش رقابت جهانی در تمامی زمینه‌های صنعتی و نقش انرژی در هزینه تولید، این صنایع به‌شدت به‌سمت توسعه پیشرفته و جدید با شاخص‌های عملکردی بالا پیش می‌روند. در سه دهه اخیر، بسیاری از محققان مطالعات گسترده‌ای بر روی نانو سیالات به‌عنوان یک سیال با خواص حرارتی مناسب، به‌صورت تحلیلی، عددی و آزمایشگاهی انجام داده‌اند [۸-۱۰]. روش‌های آماده‌سازی نانو سیالات، مدل‌های مختلف برای محاسبه خواص ترموفیزیکی آن‌ها، و ارزیابی کاربرد آن‌ها در وسایل حرارتی مورد مطالعه و تحقیق گرفته است [۱۱-۱۳]. اثر اندازه ذرات بر روی هدایت حرارت نانو سیال همچنان مورد اختلاف بین محققان است [۱۴ و ۱۵]. اغلب پژوهشگران گزارش داده‌اند که ابعاد کوچک‌تر نانوذرات منجر به بهبود هرچه بیشتر هدایت حرارتی می‌شود [۱۶].

ژانگ و همکاران [۱۷] خنک‌کاری صفحه خنک‌کننده نوین برای اجزای الکترونیکی با شارهای حرارتی بالا و نیازمند اتلاف حرارتی زیاد را به‌صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها براساس شکل S در ساختار صفحه خنک‌کننده با ورق‌های هادی حرارت تلاش کردند از تمرکز شار حرارتی ممانعت به عمل آورند و سطح انتقال حرارت را افزایش دهند. نتایج تجربی نشان داد که دمای ماکزیم تراشه صفحه خنک‌کننده نوین تقریباً ۴۰ درصد کمتر از صفحه خنک‌کننده متداول است. بهینه‌سازی عملکرد حرارتی انجام‌شده نشان داد که به‌طور قابل ملاحظه مؤثر است که منابع حرارتی در دو سمت

جرمی آب  $0.457 \text{ kg/s}$ ، دمای آب ورودی  $25.8^\circ\text{C}$ ، دمای محیط  $22.7^\circ\text{C}$ ، شار حرارتی منابع حرارتی  $629.5 \text{ kW/m}^2$ ، ضریب جابه‌جایی محیط  $10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  و مقاومت حرارتی ناشی از تماس بین صفحه پوشاننده و منابع حرارتی  $0.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$  است.



شکل (۱): (الف) طرح‌واره‌ای از مسئله (الگوی اول جریان)؛ (ب) شماره منابع تولید توان الکتریکی

جدول (۱): خواص ترموفیزیکی آب، صفحات و منابع حرارتی [۲۳]

مواد/خواص	گرمای ویژه	دانسیته	ضریب هدایت حرارتی	لزجت
	$c(\text{J/kg}\cdot\text{K})$	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$k(\text{W/m}\cdot\text{K})$	$\mu(\text{Pa}\cdot\text{s})$
آب	4181.7	997	0.6069	0.0008899
پلاستیک (صفحه اصلی)	2010	1100	60	-
آلومینیوم (صفحه روکش)	903	2702	237	-
مس (منابع حرارتی)	385	8933	401	-

## ۲.۲. معادلات حاکم و شرایط مرزی

برای بررسی عددی مسئله و به‌دلیل ساده‌سازی، فرضیاتی در نظر گرفته می‌شود؛ به‌نحوی که سیال نیوتنی و غیرقابل تراکم، خواص فیزیکی ثابت، نیروی شناوری ناچیز، و همچنین انتقال حرارت

عرض ماکزیمم کانال‌های خنک‌کاری و چیدمان الگوهای جریان را برای رسیدن به استراتژی بهینه خنک‌کاری تغییر دهند.

ژانگ و همکاران [۲۲] ظرفیت پخش حرارت در داخل باتری را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها سه مدل کانال (خطی، انحنا داخلی و انحنا خارجی) را در صفحه خنک‌کننده برای دستیابی به بهترین روش خنک‌کاری ساده و کارآمد مورد تحلیل عددی و تجربی قرار دادند. دمای متوسط و افت فشار جریان مایع خنک‌کاری به‌عنوان دو پارامتر تأثیرگذار مورد تحلیل قرار گرفت. در بهترین شرایط عملکردی مقدار افت فشار  $32/81$  پاسکال یعنی  $0.3/86$  درصد کاهش و دمای متوسط  $0.69$  درجه سانتی‌گراد یعنی  $1/9$  بهبود یافت.

در کار حاضر، یک مدل سه‌بعدی برد الکترونیکی به‌همراه خنک‌کننده آن به‌ازای تغییرات مختلف از قبیل انواع مسیرهای عبور جریان سیال خنک‌کننده، پهنای پخش‌کننده و پهنای مسیرهای جریان سیال در نظر گرفته شده و مورد بررسی عددی قرار می‌گیرد. تعداد دفعات بهینه عبور مایع خنک‌کننده در زیر منابع تولید حرارت و همچنین تعداد انشعابات از مسیر اصلی مایع خنک‌کننده، به‌عنوان دو پارامتر اصلی برای کاهش دمای سطح زیرین منابع تولید حرارت بررسی شده است. با بررسی و تجزیه و تحلیل نتایج حاصل تلاش می‌شود برای بهبود هندسه جریان که منجر به بهبود سامانه مایع‌خنک می‌گردد، با تغییر چیدمان و هندسه انجام شود. در انتها چیدمان و هندسه خاصی برای خنک‌کاری چاه حرارتی مایع‌خنک مطرح شده و بهینه‌سازی آن صورت می‌گیرد.

## ۲. مدل و روش حل

### ۱.۲ هندسه حل

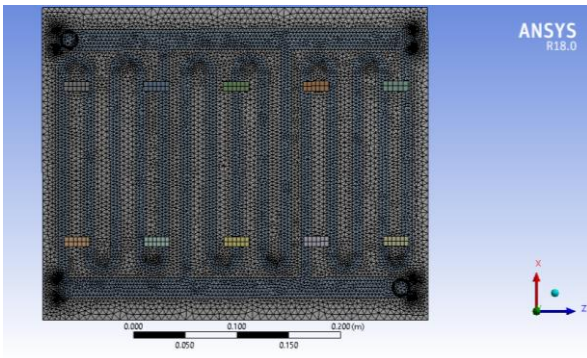
طرح‌واره‌ای از صفحه خنک‌کننده در شکل (۱) نشان داده شده که شامل صفحه پلاستیکی زیرین و پوشاننده آلومینیومی و کانال‌های خنک‌کننده ماشین‌کاری شده با مقطع مربعی به‌منظور خنک‌کاری اجزاست.

ابعاد مقطع مربعی کانال  $10 \times 10$  میلی‌متر، صفحه پلاستیکی دارای ابعاد  $21 \times 30 \times 372$  میلی‌متر، صفحه آلومینیومی  $8 \times 2 \times 372$  میلی‌متر و سیال خنک‌کننده آب است. روی صفحه آلومینیومی ده قطعه الکترونیکی با توان حرارتی مشخصی تعبیه شده است. در این مدل، قطعات الکترونیکی به‌عنوان منابع تولید حرارت با جنس مس در ابعاد  $3 \times 5 \times 24/5$  میلی‌متر تعبیه شده است.

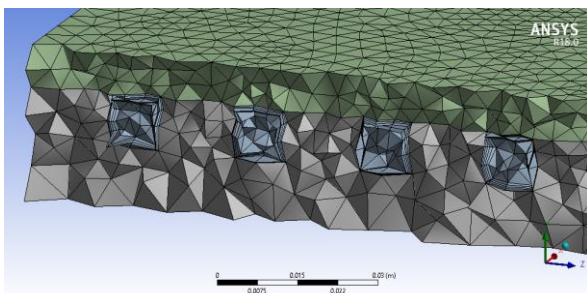
خواص ترموفیزیکی مواد در جدول (۱) ارائه شده و شرایط و مشخصات حرارتی صفحه خنک‌کننده و سایر ضرایب انتقال حرارت بدین صورت است که توان منابع حرارتی برابر با  $1465.17 \text{ W}$ ، دبی

### ۳.۲. روش حل عددی و نحوه شبیه سازی

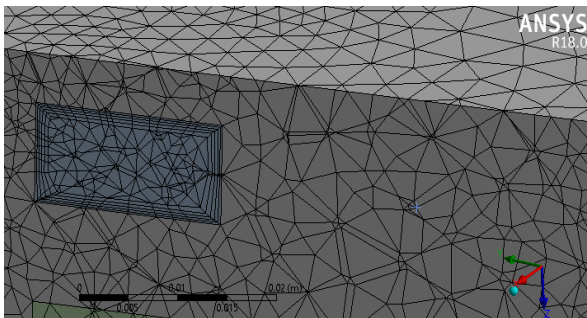
برای مدل سازی مسئله مورد نظر از نرم افزار Design Modeler استفاده شده است. پس از ترسیم هندسه با توجه به ابعاد ذکر شده، با استفاده از نرم افزار Ansys Meshing هندسه شبکه بندی می شود (شکل ۲ الف)؛ به طوری که در جداره نزدیک دیواره کانال از شبکه بندی لایه مرزی (شکل ۲ ب و ج) و در بقیه موارد برای کاهش زمان محاسبات عددی و اختلاف کمتر از ۰/۸۶٪ در مقادیر دمای صفحات زیرین منابع تولید حرارت از شبکه بندی چهاروجهی به جای شبکه بندی شش وجهی استفاده شده است. ضخامت کل لایه مرزی ۱/۵ میلی متر که با پنج لایه و نرخ رشد ۱/۲ در نظر گرفته شده است.



(الف)



(ب)



(ج)

شکل (۲): (الف) شبکه بندی کلی مدل مسئله؛ (ب) شبکه بندی مسیرهای عبور مایع خنک کننده؛ (ج) شبکه بندی لایه مرزی

تشنه ناچیز است. جریان سیال دائم و مغشوش در نظر گرفته می شود و از مدل توربولانسی k-ε استاندارد استفاده می شود. معادلات حاکم شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی و سایر معادلات به شکل ذیل است [۲۳]:

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i \cdot u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot c_p \cdot u_i \cdot T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \left[ \frac{\partial(\mu \cdot u_i)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\mu \cdot u_j)}{\partial x_i} \right] \frac{\partial(\mu \cdot u_i)}{\partial x_j} \quad (3)$$

که در این روابط،  $\mu$  و  $k$  به ترتیب ضریب هدایت حرارتی و ویسکوزیته سیال خنک کننده هستند.

خواص نانوسیال شامل ضریب هدایتی حرارتی، ویسکوزیته، دانسیته و گرمای ویژه برای نانوسیال آب-آلومینا از روابط زیر در محدوده دمای ۳۰۰ تا ۳۲۵ کلوین و کسر حجمی کمتر از ۵ درصد اعتبار دارد، به دست می آیند [۱۴].

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = 1 + 1.0112\phi_p + 2.4375 \left( \frac{47}{d_p} \right) \phi_p - 0.0248\phi_p \left( \frac{k_p}{0.613} \right) \quad (4)$$

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi_p)^{2.5}} \quad (5)$$

$$\rho_{nf} = (1 - \phi_p)\rho_f + \phi_p\rho_p \quad (6)$$

$$C_{nf} = \frac{(1 - \phi_p)\rho_f C_f + \phi_p\rho_p C_p}{\rho_{nf}} \quad (7)$$

شرایط مرزی حرارتی برای صفحات کناری و صفحه زیرین از جنس پلاستیکی بدون هیچ گونه انتقال حرارت و برای صفحات کناری صفحه پوشاننده و صفحات کناری اجزای الکترونیک به صورت آدیاباتیکی در نظر گرفته می شود.

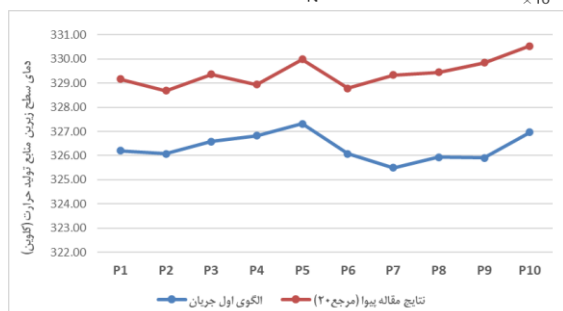
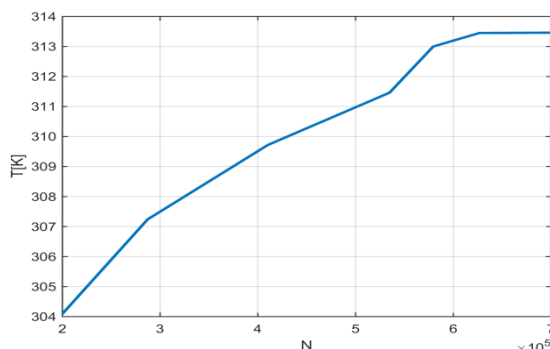
در این مقاله به منظور بهبود و کاهش دمای اجزای الکترونیک از الگوهای جریان متفاوته استفاده می شود. از طرف دیگر، از دو نوع نانوسیال اکسید آلومینوم و اکسید مس با کسر حجمی ۱ تا ۵ درصد به جای آب به دلیل انتقال حرارت بهتر استفاده خواهد شد.

مدل توربولانسی در نظر گرفته شده k-ε استاندارد است و برای مشخص شدن مقادیر در مرزها از توابع دیواره استفاده شده است.

جدول (۳): دمای ماکزیمم سطح زیر منابع حرارتی در حالت الگوی اول جریان

دمای ماکزیمم (K)	منبع حرارتی
۳۲۶/۲۰	P01
۳۲۶/۰۷	P02
۳۲۶/۵۸	P03
۳۲۶/۸۳	P04
۳۲۷/۳۲	P05
۳۲۶/۰۸	P06
۳۲۵/۴۹	P07
۳۲۵/۹۳	P08
۳۲۵/۹۱	P09
۳۲۶/۹۶	P10

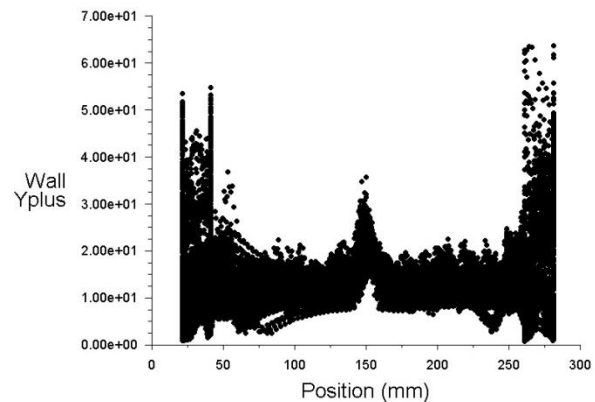
مشاهده می‌شود که دمای حداکثر در سطح زیر منبع حرارتی شماره ۵ ایجاد می‌شود؛ لذا لازم است توزیع بهتری از جریان خنک‌کننده ایجاد شود. برای صحت‌سنجی نتایج حاصل در این بخش، نتایج حاضر در حالت الگوی اول جریان با نتایج مرجع [۲۰] مقایسه شده و نتایج در شکل (۵) ارائه گردیده است.



شکل (۵): دمای سطح زیرین منابع تولید حرارت در حالت الگوی اول جریان با نتایج سایرین و پیوا [۲۰]

همان‌طور که ملاحظه می‌شود، روند تغییرات دمای سطح زیرین منابع تولید حرارت همانند یکدیگر و اختلاف دمای آن‌ها تقریباً ثابت است. اختلاف بین مقادیر دما در پژوهش حاضر با مرجع [۲۰] به این

مقدار  $Y+$  در نزدیکی دیواره همان‌طور که در شکل (۳) دیده می‌شود، حدود ۲۵ به دست آمده است.



شکل (۳): پراکندگی مقدار  $Y+$  در روی دیوارها در مسیر جریان

برای بررسی استقلال حل از شبکه، تغییرات دو کمیت دمای صفحه زیرین منابع تولید حرارت و افت فشار مایع خنک‌کننده به‌ازای تعداد سلول‌ها در جدول (۲) ارائه شده است. برای درک بهتر، روند تغییرات دمای صفحه زیرین منابع تولید به‌ازای تعداد سلول‌ها در شکل (۴) ترسیم شده است.

جدول (۲): نتایج بررسی استقلال حل از شبکه:

تغییرات کمیت‌های دما و افت فشار				
حالات	مشخصات شبکه	تعداد سلول‌ها	دما (کلوین)	افت فشار (پاسکال)
اول	تعداد المان	۵۳۴۶۸۶	۳۱۳/۴۱	۱۲۲۲۳/۲۹
	تعداد گره	۱۴۶۷۴۸		
دوم	تعداد المان	۵۷۹۵۰۰	۳۱۳/۴۱	۱۲۲۷۷/۶۶
	تعداد گره	۱۵۷۳۴۵		
سوم	تعداد المان	۶۲۶۷۳۲	۳۱۳/۴۵	۱۲۲۹۰/۰۸
	تعداد گره	۱۶۶۹۱۰		
چهارم	تعداد المان	۶۹۹۱۸۵	۳۱۳/۴۶۴	۱۲۲۹۴/۹۱
	تعداد گره	۱۸۱۴۵۷		

شکل (۴): نرخ تغییرات دمای زیرین منابع تولید حرارت در مقابل تعداد سلول‌ها

### ۳. نتایج و بحث

#### ۱.۳. بررسی تأثیر مسیرهای عبور جریان

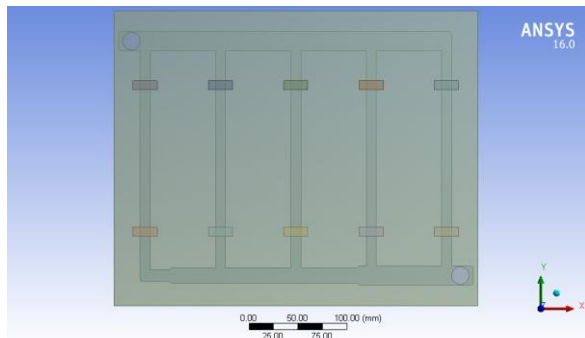
براساس مدل ارائه‌شده در شکل (۱) با الگوی جریانی مربوط به آن و مشخصات تعریف‌شده، تحلیل‌ها در نرم‌افزار Ansys-Fluent صورت گرفت که نتایج آن در جدول (۳) ارائه شده است. قابل ذکر است میزان افت فشار جریان سیال خنک‌کننده در این حالت ۰/۲۵bar است.



هندسه مورد نظر ثابت و مشخصات میدانی سیال و جریان و مشخصات ترموفیزیکی اجزا نیز ثابت می ماند (شکل ۷). نتایج حاصل در جدول (۵) ارائه شده است. افت فشار در این حالت bar ۰/۲۶۶۰۴ به دست آمده است.

جدول (۵): دمای ماکزیمم سطح زیر منابع حرارتی در حالت الگوی سوم جریان

منبع حرارتی	دمای ماکزیمم (K)
P01	۳۲۹/۰۳
P02	۳۳۰/۳۰
P03	۳۳۱/۵۰
P04	۳۳۱/۵۵
P05	۳۳۲/۳۴
P06	۳۲۷/۶۳
P07	۳۲۸/۰۵
P08	۳۲۹/۵۹
P09	۳۲۸/۳۹
P10	۳۲۸/۴۳



شکل (۷): الگوی جریانی خنک کننده (الگوی سوم جریان)

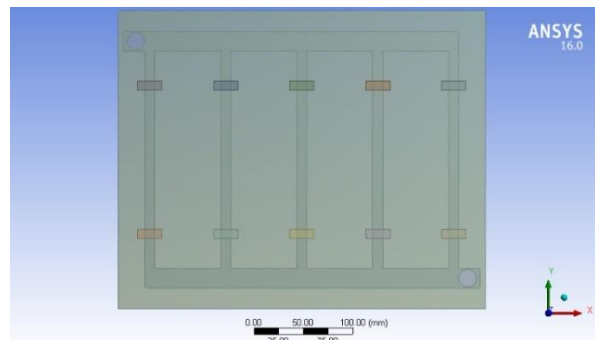
همان طور که ملاحظه می شود، با توجه به نتایج به دست آمده از الگوی دوم و سوم جریان نسبت به الگوی اول، بهبود در دمای حداکثر سطح زیر منابع حرارتی حاصل نشده است. دلیل این امر را این طور می توان بیان کرد که در این حالت سیال خنک کننده فقط یک بار از زیر منابع تولید حرارت عبور می کند؛ لذا زمان کافی برای جذب حرارت نداشته و در این حالت دمای زیر منابع تولید حرارت نسبت به حالت اول نه تنها کاهش نداشته بلکه افزایش نیز خواهد داشت.

### ۳.۳. اثرات پهنای مسیر جریان

در این مرحله از خط اصلی و یا به عبارتی پخش کننده سیال دو خط انشعاب در نظر گرفته شده است و پهنای مجاری عبوری از زیر منابع حرارتی از ۱۰ به ۱۲ میلی متر افزایش داده و عمق کانال از ۱۰ به ۸

دلیل است که در پژوهش حاضر مقدار توان الکتریکی منابع فعال، دبی و دمای مایع خنک کننده متفاوت است.

برای بررسی اثر الگوی جریان سیال خنک کننده، الگوی جریان مطابق شکل (۶) تغییر داده شده و شبیه سازی انجام شده است. در این حالت، تعداد مسیرهای عبور جریان سیال خنک کننده افزایش داده شده تا از زیر هر جفت منبع تولید حرارت یک مسیر سیال وجود داشته باشد. افت فشار جریان سیال خنک کننده در این حالت bar ۰/۲۶۸ به دست آمده است. نتایج حاصل برای دمای ماکزیمم منابع حرارتی در جدول (۴) ارائه شده است. همان طور که در جدول (۴) قابل مشاهده است، در این حالت دمای منابع حرارتی افزایش می یابد.



شکل (۶): الگوی جریانی خنک کننده (الگوی دوم جریان)

جدول (۴): دمای ماکزیمم سطح زیر منابع حرارتی در حالت الگوی دوم جریان

منبع حرارتی	دمای ماکزیمم (K)
P01	۳۲۹/۰۳
P02	۳۳۰/۰۶
P03	۳۳۱/۵۳
P04	۳۳۲/۳۲
P05	۳۳۲/۹۴
P06	۳۲۷/۶۵
P07	۳۲۷/۹۸
P08	۳۲۸/۷۶
P09	۳۲۹/۴۱
P10	۳۲۹/۱۸

### ۲.۳. اثرات پهنای پخش کننده

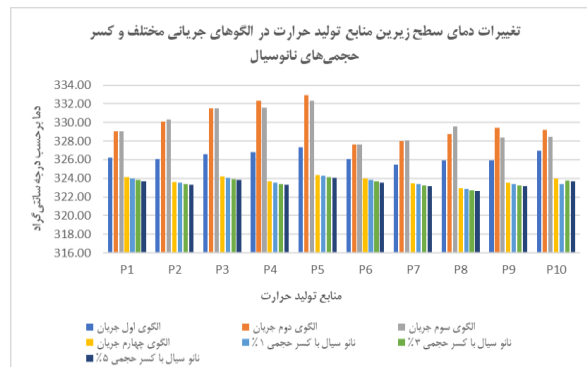
در الگوی بعدی جریان سیال خنک کاری، اثر تغییرات پهنای پخش کننده (Header) سیال مورد بررسی قرار می گیرد که در دو مرحله به صورت تدریجی عرض آن و هر بار به اندازه ۲ میلی متر کاهش پیدا می کند که در این بخش تمامی قسمت های مختلف

می‌شود با استفاده از نانوسیال حدود نیم درجه سلسیوس دمای منابع حرارتی کاهش یافته است.

جدول (۷): دمای سطح زیر منابع حرارتی با کسر حجمی مختلف نانوسیال

منبع حرارتی	یک درصد	سه درصد	۵ درصد
P01	۳۲۳/۹۸	۳۲۳/۸۰	۳۲۳/۶۹
P02	۳۲۳/۵۰	۳۲۳/۳۶	۳۲۳/۲۹
P03	۳۲۴/۰۷	۳۲۳/۹۱	۳۲۳/۸۴
P04	۳۲۳/۵۴	۳۲۳/۳۸	۳۲۳/۲۹
P05	۳۲۴/۲۶	۳۲۴/۱۰	۳۲۴/۰۳
P06	۳۲۳/۸۶	۳۲۳/۶۷	۳۲۳/۵۷
P07	۳۲۳/۳۷	۳۲۳/۲۲	۳۲۳/۱۵
P08	۳۲۲/۸۴	۳۲۲/۷۰	۳۲۲/۶۳
P09	۳۲۳/۴۰	۳۲۳/۲۴	۳۲۳/۱۶
P10	۳۲۳/۸۹	۳۲۳/۷۵	۳۲۳/۶۷

در اینجا تغییرات دمای سطوح زیرین منابع تولید حرارت در الگوهای مختلف جریانی (الگوی اول تا چهارم) و نانوسیال آب-آلومینا با کسرهای حجمی ۱، ۳ و ۵ درصد در شکل (۹) ترسیم شده است.

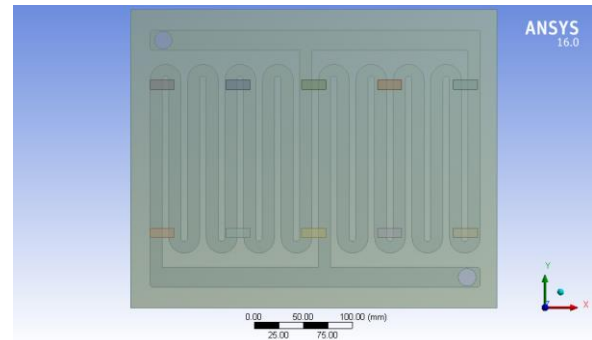


شکل (۹): تغییرات دمای سطح زیرین منابع تولید حرارت

در شکل (۱۰) به‌ترتیب خط جریان مایع خنک‌کننده از ورودی به‌همراه توزیع سرعت داخل کانال و در شکل (۱۰) نیز توزیع دما روی صفحه آلومینیومی و قطعات الکترونیکی به نمایش درآمده است. همان‌طور که از شکل (۱۰) پیداست، میزان توزیع سرعت در هر دو حلقه تقریباً ثابت است.

میلی‌متر کاهش داده شده است و همچنین مجاری کانال را به یکدیگر نزدیک‌تر نموده تا میزان خنک‌کنندگی افزایش پیدا کند (شکل ۸). نتایج این شبیه‌سازی نیز در جدول (۶) ارائه شده است. در این حالت افت فشار برابر با  $0.64052 \text{ bar}$  حاصل شده است.

با مقایسه نتایج این الگو با نتایج الگوی اول تا سوم مشاهده می‌شود که دمای منابع حرارتی در این الگوی جریانی تا  $2/5$  درجه سلسیوس کاهش یافته است. به عبارتی می‌توان گفت وقتی مایع خنک‌کننده چندین بار از زیر منابع تولید حرارت عبور کند، این به‌منزله داشتن زمان کافی برای انتقال حرارت خواهد بود؛ از طرف دیگر نیز سطح جانبی بزرگ‌تر کانال عبور مایع، برای تبادل حرارت در نظر گرفته می‌شود، لذا دمای منابع حرارتی به مقدار خوبی کاهش خواهد داشت.

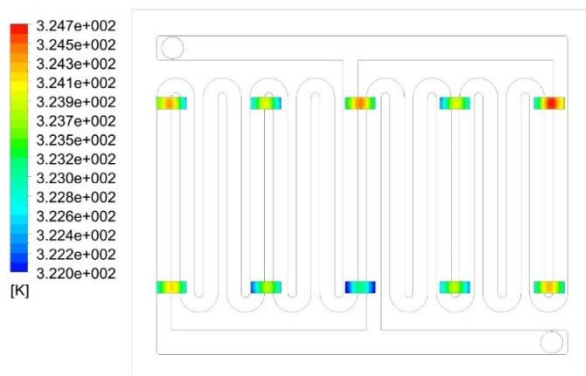


شکل (۸): الگوی جریانی خنک‌کننده (الگوی چهارم جریان)

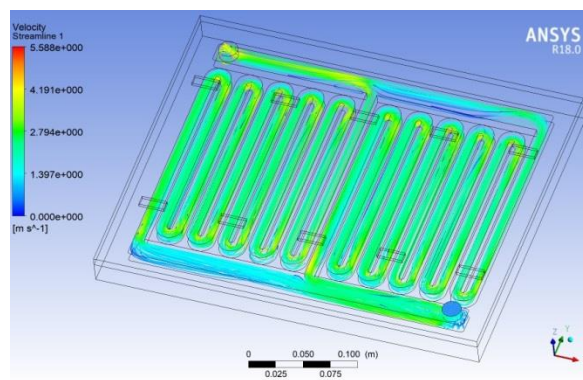
جدول (۶): دمای ماکزیمم سطح زیر منابع حرارتی در حالت الگوی چهارم جریان

منبع حرارتی	دمای ماکزیمم (K)
P01	۳۲۴/۱۲
P02	۳۲۳/۶۰
P03	۳۲۴/۱۸
P04	۳۲۳/۶۶
P05	۳۲۴/۳۸
P06	۳۲۴/۰۰
P07	۳۲۳/۴۷
P08	۳۲۲/۹۵
P09	۳۲۳/۵۱
P10	۳۲۴/۰۱

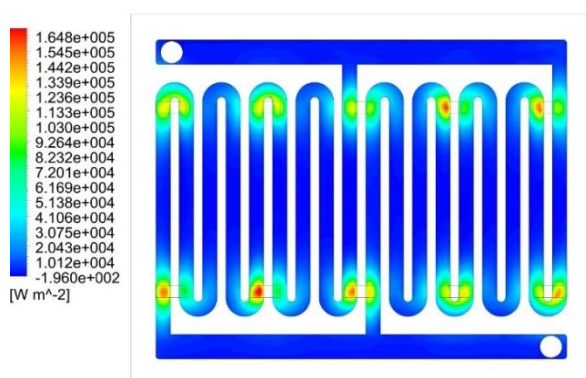
در ادامه برای همین هندسه از نانوسیال آب-آلومینا به‌جای آب استفاده شده که نتایج برای کسر حجمی های  $1/3$ ،  $3/5$  و  $5/5$  در جداول (۷) آورده شده است. به‌ترتیب میزان افت فشار برای هر سه حالت  $0.62399$  و  $0.59101$  و  $0.56345$  بار است. همان‌گونه که مشاهده



شکل (۱۲): میزان توزیع دما روی قطعات الکترونیک

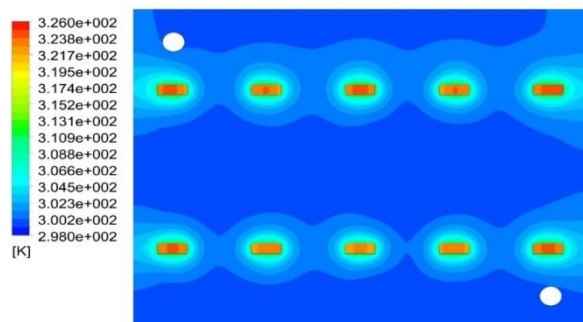


شکل (۱۰): خط جریان و میزان توزیع سرعت در کانال



شکل (۱۳): میزان توزیع شار حرارتی سیال

اما در شکل (۱۱) مشاهده می‌شود که توزیع دما در منابع تولید حرارت با موقعیت مشابه دو حلقه یکسان نیست که این به دلیل موقعیت مکانی مجرای عبوری از زیر هر قطعه برای خنک شدن است. همچنین نزدیکی بعضی از قطعات از سمت بالا و پایین به قسمت U شکل حلقه خنک‌کنندگی و پوشش بیشتر ناحیه زیرین قطعات، میزان خنک‌شوندگی بیشتری را به همراه خواهد داشت.



شکل (۱۱): میزان توزیع دما روی صفحه آلومینیومی و قطعات الکترونیک

#### ۴. نتیجه گیری

در این مقاله اثر تغییر پارامترهای هندسی از قبیل تعداد انشعابات، پهنای مجاری عبوری سیال خنک‌کننده و تعداد مسیرهای رفت و برگشت سیال زیر نواحی منابع تولید حرارت مورد بررسی قرار گرفت. می‌توان اذعان داشت الگوی جریان سیال خنک‌کننده باید به گونه‌ای باشد که زمان کافی برای انتقال حرارت گرمای تولیدی از منابع تولید حرارت به سیال خنک‌کننده وجود داشته باشد. لذا الگوهای جریان دارای مسیرهای رفت و برگشت با زانویی U شکل دماهای کمتری را به ارمغان می‌آورند. همان‌طور که مشاهده شد، در بهترین حالت دمای سطوح زیر منابع تولید حرارت تا حدود ۲/۵ درجه سلسیوس نسبت به طرح اول بهبود یافت. پس از آن، اثرات به‌کارگیری نانوسیال مورد بررسی قرار گرفت که در بهترین الگوی جریان و درصد حجمی معینی فقط حدود ۰/۵ درجه سلسیوس کاهش در دمای سطح زیرین منابع تولید حرارت اتفاق افتاد.

شکل (۱۲) تغییرات دمایی روی اجزای الکترونیکی را نشان می‌دهد که نکات ذکر شده در رابطه با شکل (۱۱) را تأیید می‌کند. شکل (۱۳) توزیع میزان شار حرارتی در کانال را نمایش می‌دهد. ملاحظه می‌گردد محل قرارگیری منابع تولید حرارت در چه قسمتی از مسیرهای خنک‌کاری باشد بسیار حائز اهمیت خواهد بود. هرچه قدر جانمایی منابع تولید توان در فاصله دورتری از طول مسیر خنک‌کاری قرار گیرد، با توجه به افزایش دمای سیال عامل، شار حرارتی بیشتری ساطع می‌گردد که در مجموع اثر خنک‌کنندگی کاهش می‌یابد.

#### مراجع

[1] 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, Vol. 1, p. 100009, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.prime.2021.100009>  
[2] Murshed, S. S., De Castro, C. N., "A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling", Renewable and Sustainable

- Energy Reviews, Vol. 78, pp. 821-833, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.112>
- [3] Pedram, M., Nazarian, S., "Thermal modeling, analysis, and management in VLSI circuits: Principles and methods", Proceedings of the IEEE, Vol. 94, No. 8, pp. 1487-1501, 2006. <https://doi.org/10.1109/JPROC.2006.879797>
- [4] Wang, C. C., "A quick overview of compact air-cooled heat sinks applicable for electronic cooling—recent progress", Inventions, Vol. 2, No. 1, p. 5, 2017. <https://doi.org/10.3390/inventions2010005>
- [5] Liang, G., Mudawar, I., "Review of spray cooling—Part I: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 115, pp. 1174-1205, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.029>
- [6] Kuncoro, I. W., Pambudi, N., Biddinika, M., Widiastuti, I., Hijriawan, M., Wibowo, K., "Immersion cooling as the next technology for data center cooling: A review", in Journal of Physics: Conference Series, 2019, Vol. 1402, No. 4, p. 044057: IOP Publishing. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1402/4/044057>
- [7] Muhammad, A., Selvakumar, D., Wu, J., "Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in a liquid metal cooled mini-channel heat sink", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 150, p. 119265, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119265>
- [8] Mahian, O. et al., "Recent advances in modeling and simulation of nanofluid flows-Part I: Fundamentals and theory", Physics reports, Vol. 790, pp. 1-48, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.physrep.2018.11.004>
- [9] Kumar, S., Kumar, A., Kothiyal, A. D., Bisht, M. S., "A review of flow and heat transfer behaviour of nanofluids in micro channel heat sinks", Thermal Science and Engineering Progress, Vol. 8, pp. 477-493, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.10.004>
- [10] Sheilhazadeh, G. A., Nazififard, Madahian, M., R., Kazemi, K., "Hydrodynamic-thermal Variations of a Nanofluid in a Tube Equipped with a Twisted Tape", Energy Engineering and Management, Vol 8, No. 4, pp. 86-99, 2023. <https://doi.org/10.22052/8.4.86>
- [11] Zhai, Y., Xia, G., Liu, X., Li, Y., "Heat transfer enhancement of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O nanofluids flowing through a micro heat sink with complex structure", International Communications in heat and Mass transfer, Vol. 66, pp. 158-166, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.05.025>
- [12] Doakhan, E., Sheikhzadeh, G. A., "Improved nanofluid cooling of cylindrical lithium ion battery pack in charge/discharge operation using wavy/stair channels and copper sheaths", Energy Engineering and Management, Vol 13, No. 1, pp. 102-121, 2023. <https://doi.org/10.22052/jeem.2023.113608>
- [13] Babaei, M. R., Sheikhzadeh, G. A., Abbasian Arani, A. A., "Numerical study of thermohydraulic and energy-saving performance of a graphene nanoplatelet-platinum hybrid nanofluid inside a manifold microchannel heat sink", Energy Engineering and Management, Vol. 12, No. 4, pp. 100-113, 2023. <https://doi.org/10.22052/jeem.2023.113687>
- [14] Sajid, M. U., Ali, H. M., "Recent advances in application of nanofluids in heat transfer devices: a critical review", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 103, pp. 556-592, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.057>
- [15] Naranjani, B., Roohi, E., Ebrahimi, A., "Thermal and hydraulic performance analysis of a heat sink with corrugated channels and nanofluids", Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, Vol. 146, pp. 2549-2560, 2021. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10225-9>
- [16] Koo, J., Kleinstreuer, C., "A new thermal conductivity model for nanofluids", Journal of Nanoparticle research, Vol. 6, pp. 577-588, 2004. <https://doi.org/10.1007/s11051-004-3170-5>
- [17] Zhang, Y., Yu, X., Feng, Q., Zhang, R., "Thermal performance study of integrated cold plate with power module", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 17-18, pp. 3568-3573, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.06.013>
- [18] Hung, T. C., Huang, Y. X., and Yan, W. M., "Thermal performance of porous microchannel heat sink: Effects of enlarging channel outlet", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 86-92, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.08.001>
- [19] Ramos-Alvarado, B., Feng, B., Peterson, G., "Comparison and optimization of single-phase liquid cooling devices for the heat dissipation of high-power LED arrays", Applied Thermal Engineering, Vol. 59, No. 1-2, pp. 648-659, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.036>
- [20] Sabin, M., Piva, S., "Numerical analysis of a cold plate for FM radio power amplifiers", in Journal of Physics: Conference Series, 2014, Vol. 525, No. 1, p. 012003: IOP Publishing. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/525/1/012003>
- [21] Patil, M. S., Seo, J. H., Panchal, S., Jee, S. W., Lee, M. Y., "Investigation on thermal performance of water-cooled Li-ion pouch cell and pack at high discharge rate with U-turn type microchannel cold plate", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 155, p. 119728, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119728>
- [22] Zhang, F., He, Y., Lao, Y., Zhai, L., Liang, B., "Optimization design and numerical study on thermal performance of a novel diamond-type channel cold plate", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 188, p. 108254, 2023.
- [23] Latif, M. J., "Heat convection", NY: Springer, 2009.