

# Rendimiento térmico de un dissipador de calor con configuración de canales concéntricos

E. Regla-Felix<sup>1</sup>, J. Rodríguez-Mosqueda<sup>2</sup>, J. L. Luviano-Ortiz<sup>3</sup>, A. Hernández-Guerrero<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Energy Research Group, División de Ingenierías, Universidad de Guanajuato, México. Email: jeb.reglafelix@ugto.mx

<sup>2</sup>Energy Research Group, División de Ingenierías, Universidad de Guanajuato, México. Email:

[je.rodriguezmosqueda@ugto.mx](mailto:je.rodriguezmosqueda@ugto.mx)

<sup>3</sup>Energy Research Group, División de Ingenierías, Universidad de Guanajuato, México. Email: f.canobanda@gmail.com

<sup>4</sup>Energy Research Group, División de Ingenierías, Universidad de Guanajuato, México. Email: [luis.luviano@ugto.mx](mailto:luis.luviano@ugto.mx)

<sup>5</sup>Energy Research Group, División de Ingenierías, Universidad de Guanajuato, México. Email: abel@ugto.mx

## Resumen

Hoy en día, los procesadores de los ordenadores son cada vez más rápidos y potentes, lo que implica que generan una gran cantidad de calor en un espacio reducido. Un diseño optimizado del dissipador de calor puede ayudar a disipar el exceso de calor de una manera eficiente, conveniente y favorable. El presente trabajo se centra en el diseño y análisis numérico de un dissipador de calor, variando los parámetros geométricos que implican cambios en la distribución de los canales en el dominio del fluido. La geometría propuesta permite distribuir el refrigerante desde el centro de la geometría hasta las salidas externas mejorando la uniformidad de las temperaturas en la superficie caliente. El número de conexiones y el número de canales afecta al tiempo de residencia del refrigerante en el dissipador de calor y, en consecuencia, a la temperatura máxima y al gradiente de temperatura en el dissipador.

**Palabras clave:** Transferencia de calor; refrigeración de dispositivos electrónicos; dissipador térmico; análisis numérico.

## Abstract

Nowadays, computer processors are becoming faster and more powerful, which means they generate a large amount of heat in a small space. An optimized heat sink design can help dissipate the excess heat in an efficient, convenient, and favorable way. The present work focuses on the design and numerical analysis of a heat sink by varying the geometrical parameters involving changes in the distribution of the channels in the fluid field. The proposed geometry allows distributing the coolant from the center of the geometry to the external outlets improving the uniformity of temperatures on the hot surface. The number of connections and the number of channels affect the residence time of the coolant in the heat sink and, consequently, the maximum temperature and the temperature gradient in the heat sink.

**Keywords:** Heat Transfer; Electronics Cooling; Heatsink; Numerical Analysis.

## 1. Introducción

La densidad de potencia por unidad de superficie de los chips electrónicos ha incrementado recientemente debido a la miniaturización, la precisión y la velocidad de funcionamiento. Estos desarrollos tecnológicos requieren un sistema de manejo térmico que lidie con el aumento considerable de la generación de calor, lo que se traduce en una baja eficiencia térmica en los dispositivos y en una reducción de la vida útil [1]. Por lo tanto, para superar las dificultades de manejo térmico, se han propuesto diferentes métodos de disipación de calor, que se clasifican en refrigeración

por aire, inmersión en líquido, tubos de calor, termoeléctrica, etc. Aunque el aire se ha utilizado como agente de refrigeración por convección forzada durante varios años, hoy en día sus propiedades térmicas ya no son capaces de satisfacer la capacidad de refrigeración requerida en los dispositivos miniaturizados de alto rendimiento [2-4]. Por otro lado, en términos de rendimiento de transferencia de calor, se ha comprobado que los refrigerantes líquidos se consideran más eficientes que los gaseosos, porque tienen mejores propiedades termo-físicas, como la conductividad térmica y la capacidad calorífica [3]. Entre las soluciones térmicas, los nanofluidos han sido

explorados en la última década. Sin embargo, el caso especial del uso de refrigerantes con nanofluidos ha generado problemas como el aumento del coste de bombeo, las fugas y la obstrucción del flujo, lo que limita su uso en aplicaciones de refrigeración térmica en microcanales, que es actualmente una tendencia de investigación [4].

En la actualidad, se han dedicado grandes esfuerzos de investigación a la búsqueda de una nueva tecnología para la eliminación del calor en dispositivos electrónicos, como los disipadores de calor de microcanales (MiCHS) y de minicanales (MCHS). Los estudios señalan que los MiCHS son mejores por su rendimiento termohidráulico en comparación con los disipadores de calor convencionales, aunque existen limitaciones como el elevado requisito de potencia de bombeo y la falta de uniformidad de la temperatura en la pared del canal. Se puede conseguir una reducción significativa de los requisitos de potencia de bombeo incrementando el diámetro hidráulico del canal, es decir, utilizando un disipador de calor de mini-canal (MCHS). Según la literatura, un canal con un diámetro hidráulico en el rango de 200  $\mu\text{m}$  a 3 mm puede ser denominado como un minicanal [5]. De acuerdo con lo anterior, en los siguientes párrafos se presentan algunos estudios relacionados con la disipación de calor de dispositivos electrónicos, donde se describen diferentes métodos y técnicas de análisis, así como el uso de diferentes refrigerantes. El estado del arte se ha centrado especialmente en la disipación de calor mediante refrigeración líquida.

Jaffal *et al.* [6] investigaron numérica y experimentalmente el efecto de la fragmentación del flujo de fluido en el rendimiento hidrotérmico de un disipador de calor de minicanal serpenteante (SMCHS). El estudio mostró que la fragmentación del flujo mejora efectivamente las características del SMCHS en comparación con el SMCHS convencional. Por otro lado, Shoukat *et al.* [7] realizaron un estudio numérico de la interacción térmica fluido-estructura (Thermal-FSI) de los disipadores de calor con minicanales. Determinaron la tensión equivalente, la resistencia térmica, la temperatura base y el coeficiente global de transferencia de calor y los compararon con diferentes configuraciones de malla del disipador de calor. Por otra parte, Tariq *et al.* [8] introdujeron una losa en un minicanal y evaluaron el rendimiento térmico del disipador de calor. El espesor de la losa se varió de 0.2 a 1.6 mm para una separación de aletas de 0.5 mm y 1 mm, respectivamente, para determinar los efectos del espesor en el rendimiento térmico global del disipador de calor. Kumar y Singh [9] propusieron un disipador de calor minicanal con una nueva disposición modificada de entrada/salida con diferentes ángulos de entrada de flujo como ( $\theta = 90^\circ$ ,  $\theta = 105^\circ$ , y  $\theta = 120^\circ$ ) para una mejor distribución del flujo y rendimiento de la transferencia de calor. Por su parte, Khoshvaght-Aliabadi *et al.* [10] decidieron abordar el problema de la uniformidad de la temperatura en los

disipadores de calor ordinarios, por lo que se propusieron nuevos diseños de minicanales con la estructura ondulada, empleando un estudio numérico y experimental. Eligieron agua como refrigerante, y los resultados revelaron que los diseños propuestos mejoraban el rendimiento térmico del disipador de calor de forma que la diferencia de temperatura en la base era de 11.5 K, lo que equivale a una reducción de 2.35 veces la resistencia térmica global.

Vasilev *et al.* [11] realizaron un estudio numérico en el que propusieron diez diseños diferentes de disipadores de calor de microcanales (MCHS) con flujo monofásico en los que se cambiaba la distribución de los microcanales, el número de conductos y la forma de suministrar el refrigerante. Determinaron que las configuraciones propuestas conseguían números Nusselt más altos y una menor resistencia térmica en comparación con los MCHS convencionales (tipo I). Por otra parte, Aggarwal *et al.* [12] investigaron mediante un análisis numérico de transferencia de calor utilizando dinámica de fluidos computacional (CFD), las caídas de presión y la distribución de la temperatura de un disipador de calor de microcanal en forma de espiral con un flujo de calor constante. Por otro lado, Leela Vinodhan y Rajan [13] realizaron un estudio computacional para comparar el rendimiento térmico de cuatro nuevas configuraciones de disipadores de calor de microcanales (MCHS) con respecto a los MCHS convencionales que utilizan agua como refrigerante. Los nuevos diseños se componían de cuatro compartimentos con una zona de entrada y otra de salida del refrigerante, lo que creó más regiones de flujo que dieron lugar a un mayor número de Nusselt y a un incremento de las tasas de disipación de calor.

Por otro lado, en los últimos años se ha reportado que las técnicas de optimización han ido adquiriendo importancia en el diseño de disipadores de calor para encontrar mejores diseños que satisfagan el problema de disipación de energía que continuamente se presenta en los componentes y chips electrónicos. Por lo tanto, Li *et al.* [14] desarrollaron un estudio de optimización del diseño de microcanales en un disipador de calor de múltiples ramas utilizando la optimización topológica. El modelo de transferencia de calor convectivo basado en el flujo de Darcy se aplica para determinar las características termo-hidráulicas.

Independientemente del aumento del rendimiento termo-hidráulico que se ha obtenido variando los parámetros geométricos en los disipadores de calor, recientemente se ha decidido explorar otro tipo de tecnología para disipar mejor el calor generado en los diferentes componentes electrónicos, como es el uso de metales líquidos como refrigerantes, ya que se obtienen unas propiedades termo-físicas extraordinarias, y lo que es mejor, que el metal permanece en estado líquido a temperaturas relativamente bajas. Aunque anteriormente las aplicaciones de las tecnologías de refrigeración de metales líquidos se limitaban a aplicaciones de alta temperatura debido a los mayores

puntos de fusión de los metales líquidos [15]. Muhammad *et al.* [16] llevaron a cabo un estudio numérico en 3D para el flujo monofásico y la transferencia de calor conjugada en dissipadores de calor de minicanales sometidos a un flujo de calor constante, en el que utilizan metal líquido como refrigerante. Investigaron los efectos del uso de diferentes aleaciones de galio (EGaInSn, EGaIn, GaSn y GaIn) y varios materiales de sustrato (aleación de cobre, aluminio, tungsteno y silicio) sobre la distribución de la temperatura, la potencia de bombeo, la caída de presión, el flujo de calor máximo y la resistencia térmica total para un rango de números de Reynolds ( $300 \leq Re \leq 1900$ ). Aunado a lo anterior, Zhang *et al.* [17] realizaron un estudio experimental para investigar el enfriamiento del dissipador de calor de minicanal utilizando galinstan metal líquido como fluido de trabajo. El estudio demostró que el fluido basado en galinstan mejora significativamente la tasa de transferencia de calor y reduce la caída de presión, en comparación con la refrigeración basada en agua, ya que el galinstan contiene una alta conductividad térmica, lo que lo convierte en un factor clave en el rendimiento térmico del dissipador de calor. Por su parte, Wu *et al.* [18] propusieron dissipadores de calor de microcanales utilizando metal líquido como refrigerante, para ello utilizaron un método numérico para caracterizar el campo de flujo y la transferencia de calor en los dissipadores. Para ello, emplearon diferentes tipos de metales líquidos como sodio (Na), potasio (K), aleación sodio-potasio (Na-K) y litio (Li). Además, variaron la sección transversal de los microcanales y las velocidades de entrada del fluido.

## 2. Metodología

### 2.1. Descripción de la geometría

El objetivo principal de este trabajo es analizar y comparar el rendimiento de la refrigeración, las caídas de presión y la distribución de la temperatura de un dissipador de calor cuadrado empleando diseños con patrones de flujo basados en canales concéntricos. La Figura 1 muestra un diagrama esquemático de la configuración de la localización de las entradas y salidas.

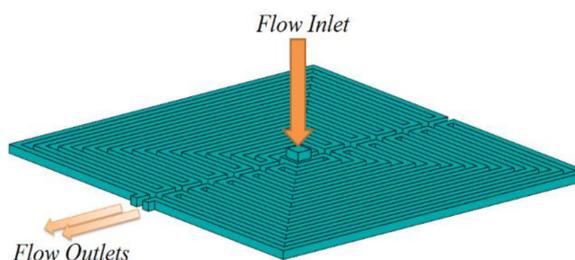


Figura 1. Configuración del dissipador de calor.

Los diseños propuestos se basaron en una configuración de canales concéntricos de sección cuadrada de  $1 \times 1$  mm, grabados en una placa de cobre. En el centro geométrico del dissipador se encuentra una única entrada de flujo (Figura 1) y el refrigerante se distribuye desde el centro siguiendo el patrón de flujo. Los canales adyacentes se encuentran conectados mediante un pequeño canal (conexión). El número de conexiones se ajustó a 1, 2, 4 y 8. El número de conexiones es igual al número de salidas. La Figura 2 muestra los patrones de flujo obtenidos para esta variación. Los diferentes diseños se denominaron según el número de salidas. La primera serie se denominó C1- $n$ O, donde  $n$  es el número de salidas. La segunda serie explora el efecto del número de canales (también puede interpretarse como la anchura de los canales) manteniendo el mismo número de conexiones y salidas (2). Los diseños se denominaron C2-2O- $m$ C, donde  $m$  es el número de canales (3, 6 y 10). La tercera serie compara la orientación de la posición de las conexiones y salidas (rotación de la orientación  $45^\circ$ ). Los diseños se denominaron C3- $n$ O-R. Finalmente, se analizó una última serie como patrón de flujo de referencia (“convencional”). Los patrones de flujo se basaron en canales de tipo espiral. Esta serie se denominó C4- $m$ O-S. La ilustración del patrón de flujo de las series C2, C3 y C4 no se muestra en una figura separada, pero pueden identificarse claramente en la sección de Resultados (campos de presión).

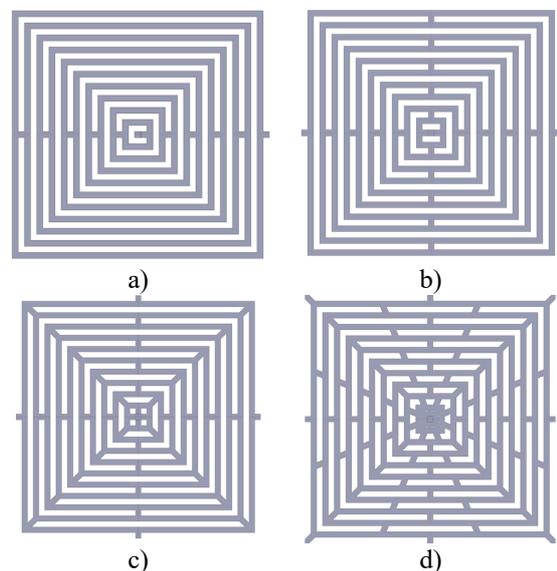


Figura 2. Patrones de flujo basados en canales concéntricos: a) C1-1O, b) C1-2O, c) C1-4O, d) 8 C1-8O.

### 2.2. Modelo computacional

Con el fin de analizar y comparar el rendimiento termohidráulico, la caída de presión y la distribución

de temperatura en los disipadores de calor con minicanales, se utilizó el enfoque de volúmenes finitos para discretizar las ecuaciones de gobierno en cada una de las celdas en las que se dividió el volumen bajo estudio. Para ello, se utilizaron las siguientes consideraciones:

- Estado estacionario.
- Flujo laminar e incompresible.
- Flujo monofásico.
- Transferencia de calor por radiación despreciable.
- Propiedades constantes del fluido.
- Efecto de gravedad despreciable.

De acuerdo con las consideraciones previamente establecidas, las ecuaciones que gobiernan todo el sistema son las de Continuidad, Momento y Energía para el fluido, mientras que en el sólido sólo gobierna la ecuación de Energía. Las ecuaciones (1-4) representan la masa y el momento en el dominio del fluido, representado en el sistema de coordenadas cartesianas. Además, la ecuación de Energía del modelo viene definida por la ecuación (5).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ = - \frac{\partial P}{\partial x} \\ + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ = - \frac{\partial P}{\partial y} \\ + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\ = - \frac{\partial P}{\partial z} \\ + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \rho c \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ = k_f \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

Se eligió el agua como refrigerante para el disipador de calor y el cobre como material sólido del disipador. Las propiedades termofísicas de los materiales seleccionados se resumen en la Tabla 1.

La velocidad en la entrada se fijó para todos los casos estudiados con un valor constante correspondiente a un

número de Reynolds de  $Re = 1990$ , y una temperatura de entrada de 300 K. La Figura 3a muestra una representación esquemática de una cuarta parte de los dominios computacionales y las condiciones de frontera aplicadas.

En las caras de la interfaz se estableció una condición de no-deslizamiento. De igual forma, se impuso una presión atmosférica constante de 1 atm como condición de frontera en las salidas del disipador de calor. Las paredes que rodeaban el disipador de calor estaban aisladas como se muestra en la Figura 3b. Sobre la base de la placa de refrigeración se aplicó un flujo de calor constante de  $108 \text{ kW/m}^2$ . Aunado a esto, en la entrada del dispositivo se estableció una condición de frontera de velocidad constante.

La solución numérica de las ecuaciones de gobierno se realizó utilizando un software de dinámica de fluidos computacional (CFD). A fin de obtener resultados confiables, se llevó a cabo un análisis de sensibilidad de malla, en la Tabla 1 del Apéndice A se muestran los detalles de este análisis. Cabe señalar que la independencia de malla se logró mediante refinamientos de la misma, es decir, el número de elementos se incrementó de una malla a otra hasta que se alcanzó un error de  $1 \times 10^{-5}$  entre las temperaturas máximas encontradas en el dominio del fluido.

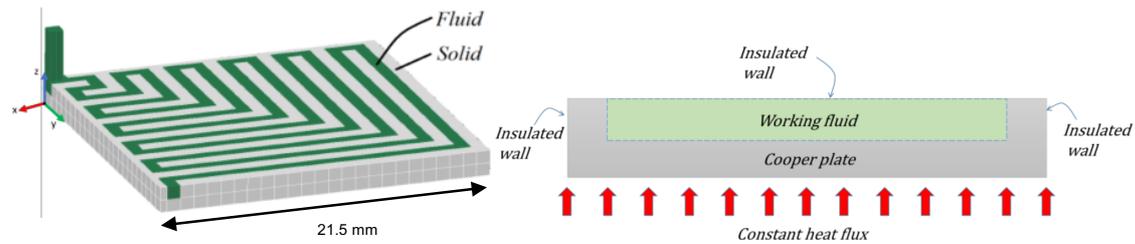
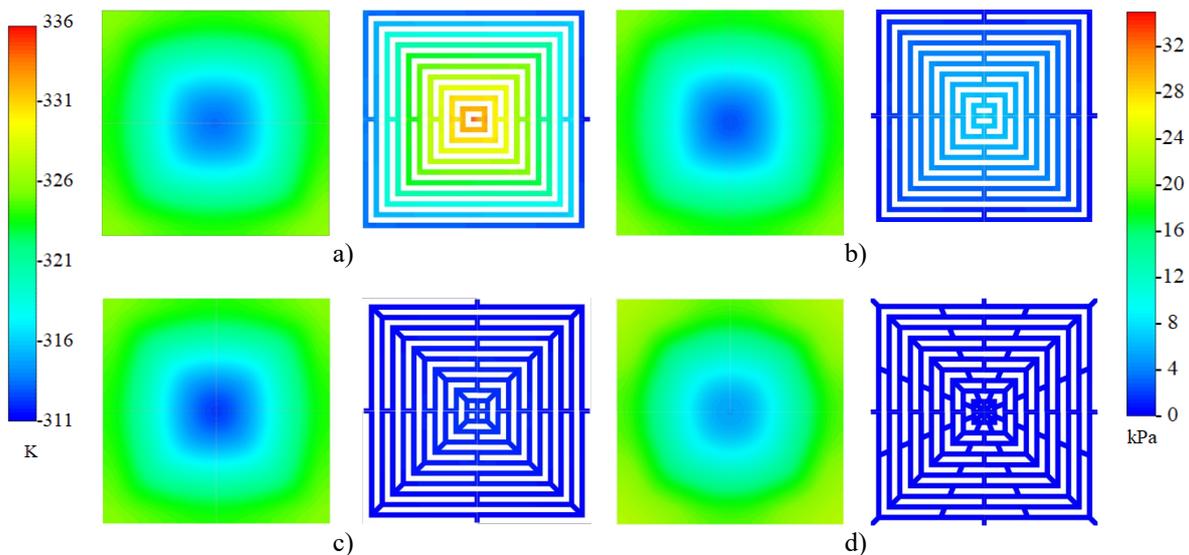
### 3. Resultados

#### 3.1. Número de conexiones/salidas

El primer efecto estudiado fue el del aumento del número de conexiones entre canales adyacentes. En el caso de 1 conexión (C1-1O), el fluido de trabajo tuvo un recorrido más largo desde el centro hasta la salida. A medida que se incrementó el número de conexiones, la longitud del recorrido disminuyó. Esto redujo el tiempo de permanencia del refrigerante en el interior del disipador, lo que repercutió en la distribución de la temperatura. Cabe mencionar que la temperatura media es un parámetro importante relacionado con la eficiencia del disipador. Por otro lado, la uniformidad de la temperatura también puede ser un parámetro crucial, especialmente para la refrigeración de la microelectrónica ya que una gran diferencia de temperatura en un espacio reducido puede generar una condición anisotrópica en el componente, y su eventual fallo. En la Figura 4 se muestra la distribución de temperatura en la pared caliente (parte inferior del disipador) y el campo de presión en los canales de los diferentes disipadores. Las temperaturas más bajas se observan en el caso C1-4O. Sin embargo, hay una gran diferencia de temperatura ( $T_{max} - T_{min}$ ) entre la temperatura en el centro y cerca de los bordes del disipador. En el caso C1-1O se observa una mayor uniformidad de la temperatura, pero la temperatura media es mayor en comparación con los otros casos C1. La Figura 5 muestra la temperatura media y la diferencia de temperatura en la parte inferior del

**Tabla 1. Propiedades termo-físicas de agua y cobre.**

Material	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Cp [kJ/(kgK)]	Conductividad térmica [W/(mK)]	Viscosidad [kg/(ms)]
Agua	998.2	4.182	0.6	0.001003
Cobre	8978	381	387.6	[-]

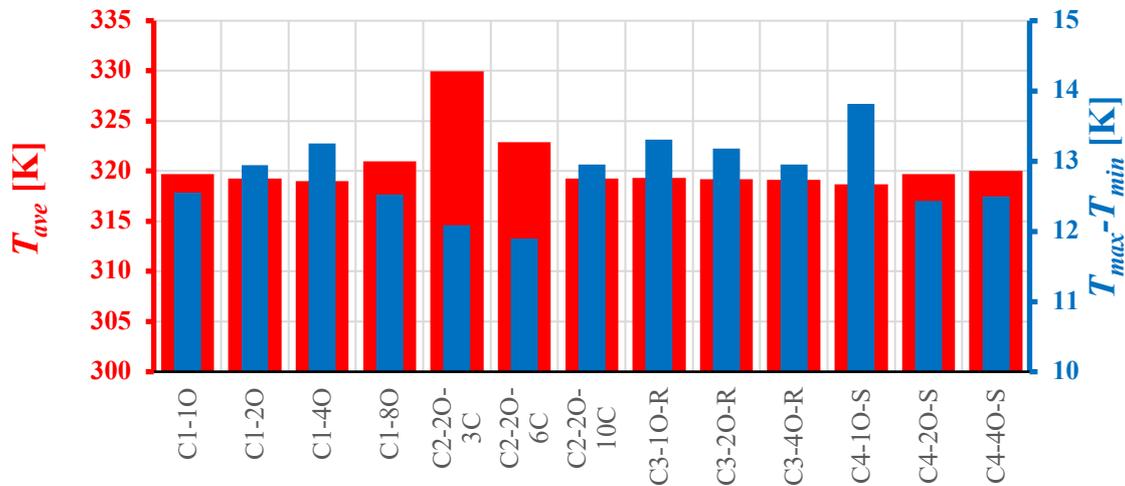
**Figura 3.** Modelo: a) dominio computacional (vista isométrica), b) condiciones de contorno (vista frontal).**Figura 4.** Distribución de temperatura en la pared caliente (izquierda) y campo de presión en los canales de distribución (derecha): a) C1-10, b) C1-20, c) C1-40, d) C1-80.

disipador. En cuanto a la temperatura, el C1-20 mostró un equilibrio entre la temperatura media y la diferencia de temperatura. Como se muestra en la Figura 6, la resistencia térmica fue mayor para el C1-80. La caída de presión para el disipador de calor C1-80 fue menor como consecuencia de la reducción de la longitud del recorrido entre la entrada y la salida. Por lo tanto, la potencia de bombeo necesaria para el disipador C1-80 se redujo de 125 W (C1-10) a 8W.

### 3.2. Número de canales

El efecto del número de canales se comparó con los diseños C2, esto con el objetivo de verificar la influencia del aumento de tamaño de los canales con respecto a la reducción en la caída de presión y la

disipación de calor, y los resultados se muestran en la Figura 7. En esta figura se observa que el caso C2-20-3C tuvo las temperaturas más altas y la mayor caída de presión. Entre los casos con 3 y 10 canales, se aprecia que hay una reducción significativa de la temperatura media, dicha reducción podría estar relacionada con el patrón de flujo que se crea cuando se tiene un mayor número de canales. Cabe señalar que, en el caso de 3 canales, algunas zonas de estancamiento afectaron la distribución de agua fría hacia el resto del disipador. En la Figura 7 se observa además que la menor caída de presión se presenta en el caso C2-20-10C, donde la potencia de bombeo fue de 12 W. Como se mostró en la Figura 5, el caso con sólo 3 canales fue el peor de todos los casos (C1, C2, C3 y C4).



**Figura 5.** Distribución de la temperatura en la pared caliente (eje vertical izquierdo) y caída de presión en los canales de distribución (eje vertical derecho): a) C4-10-S, b) C4-20-S, c) C4-40-S.

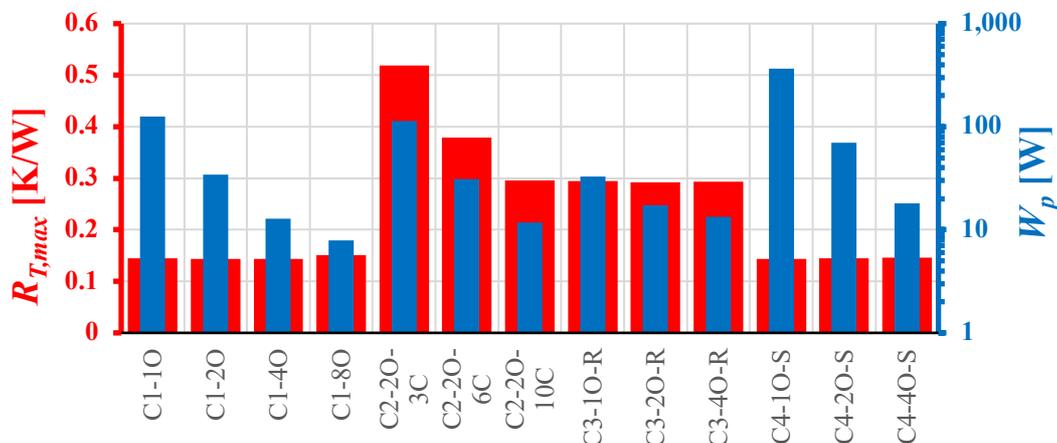
### 3.3. Orientación

El efecto de la orientación de las salidas se estudió con los casos C3, dado que en estos casos se planteó rotar las salidas de configuración C1, es decir, se rotó la ubicación de las salidas  $45^\circ$  para comparar la distribución de temperaturas y los efectos sobre la caída de presión al rotar las salidas de los casos C1, y los resultados se muestran en la Figura 8. Este sencillo cambio afectó ligeramente al rendimiento del disipador. Al igual que en los casos C1 anteriores, la caída de presión se redujo en el diseño con más salidas. El principal cambio se produjo en el diseño con una salida (C3-10-R). Comparando ambos diseños con una sola salida, se observa que hay una pequeña mejora en términos de temperatura media pero una gran mejora

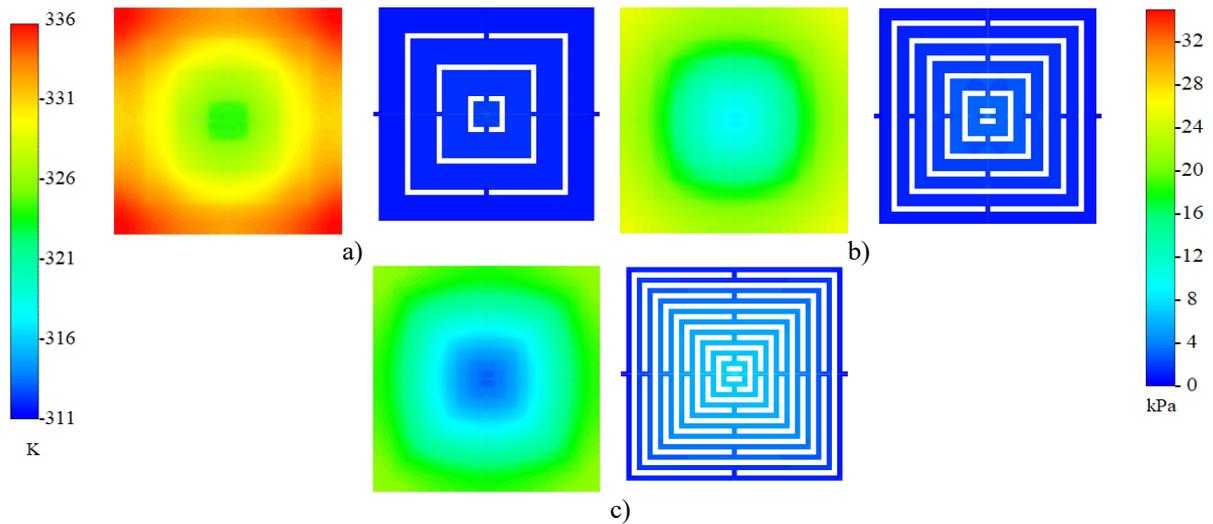
en términos de potencia de bombeo ya que ésta disminuyó de 125 a 32 W.

### 3.4. Diseño tipo espiral

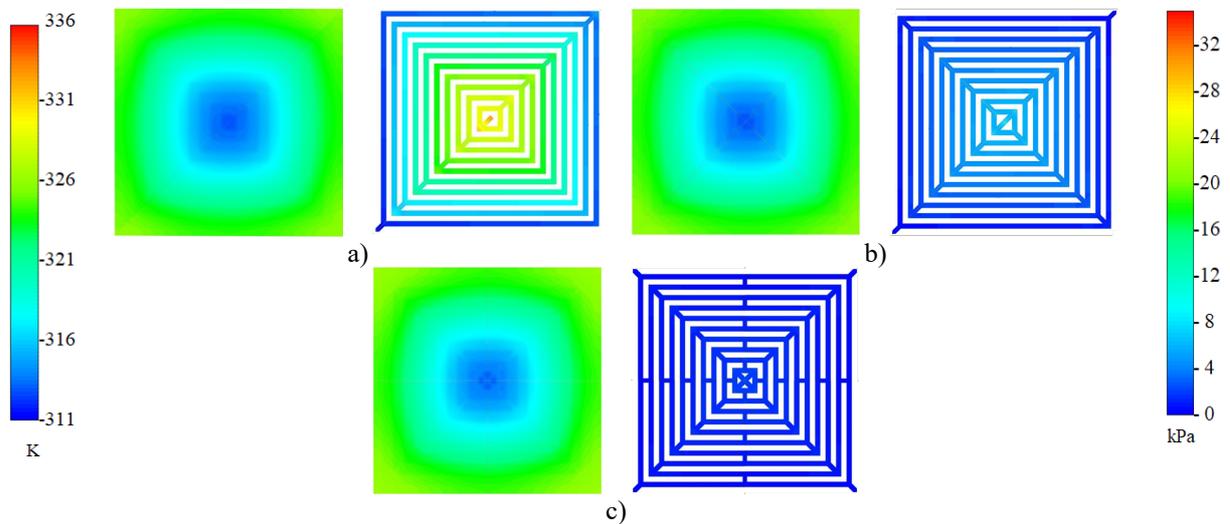
Por último, se estudió la configuración de tipo espiral con los casos C4. Los resultados se muestran en la Figura 9. Estas configuraciones se eligieron como referencia debido a su simplicidad. Cabe señalar que el caso C4-10-S es un canal único que distribuye el refrigerante en el disipador de calor desde la entrada central hasta la salida. La temperatura media fue la mejor entre todos los casos estudiados (318.7 K). Sin embargo, la potencia de bombeo necesaria para este disipador de calor alcanzó los 365 W la cual fue 10 veces mayor que la potencia necesaria para el C3-10-



**Figura 6.** Resistencia térmica y potencia de bombeo necesaria.



**Figura 7.** Distribución de temperatura en la pared caliente (izquierda) y caída de presión en los canales de distribución (derecha): a) C2-20-3C, b) C2-20-6C, c) C2-20-10C.



**Figura 8.** Distribución de temperatura en la pared caliente (izquierda) y caída de presión en los canales de distribución (derecha): a) C3-10-R, b) C3-20-R, c) C3-40-R.

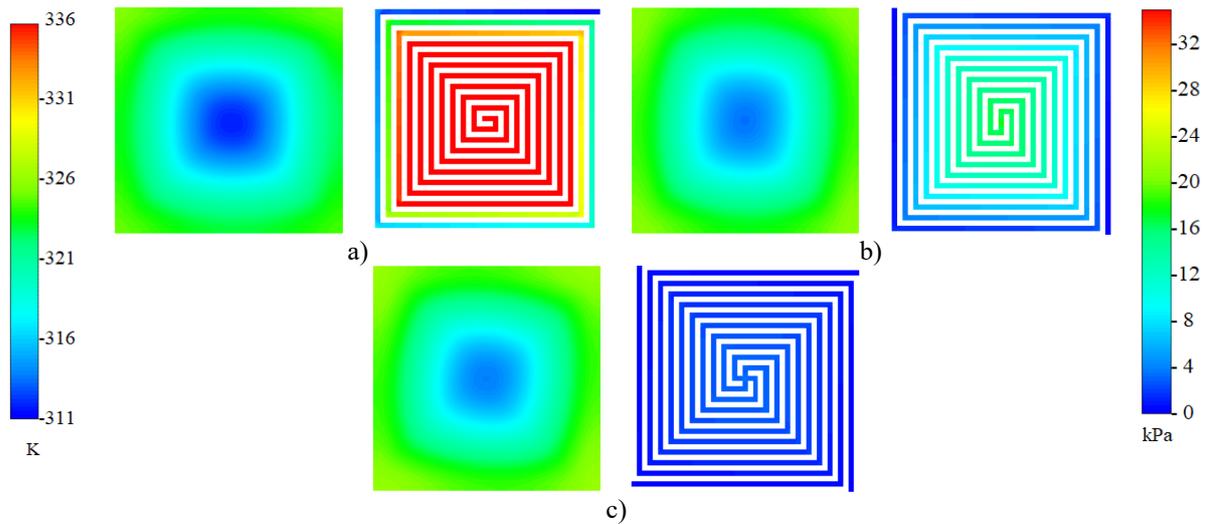
R (32 W) con una temperatura media similar (319.3 K). En los casos con dos y cuatro canales, la caída de presión disminuyó con el aumento del número de canales. En el caso con 4 canales (C4-4O-S) la potencia de bombeo fue de 18 W, con una temperatura media de 320 K.

#### 4. Conclusiones

En el presente estudio, se analizaron y compararon diferentes canales de configuración. Los parámetros evaluados fueron la potencia de bombeo necesaria, la temperatura media y la uniformidad de la temperatura. El aumento de las conexiones entre canales concéntricos adyacentes redujo la caída de presión y, en consecuencia, la potencia de bombeo necesaria.

También se redujo la temperatura media, pero se incrementó el gradiente de temperatura entre el centro y el borde del dissipador. El número de canales promueve un patrón de flujo bien definido que proporciona una forma eficiente de distribuir el refrigerante. En los casos con canales de tipo espiral, al aumentar el número de canales se incrementó ligeramente la temperatura media, pero se redujo drásticamente la caída de presión (un 95 % aproximadamente).

Considerando el comportamiento del fluido ante la variación de los diferentes parámetros y los resultados con la disipación de temperatura, en cuanto la mejor proporción de mayor enfriamiento y menor caída de presión el mejor caso fue C1-4O, seguido de la configuración C4-4O-S con una mejor uniformidad de temperatura. Como se mencionó anteriormente, la



**Figura 9.** Distribución de temperatura en la pared caliente (izquierda) y caída de presión en los canales de distribución (derecha): a) C4-10-S, b) C4-20-S, c) C4-40-S.

uniformidad de la temperatura es muy importante en los dispositivos donde todo el campo de temperatura debe ser sin alta variación, dado que tener variaciones de temperatura puede conducir a un mal funcionamiento, además, con una configuración adecuada la menor potencia de bombeo puede reducir el consumo de energía.

$w$  Velocidad componente en dirección  $z$ , m/s

#### Símbolos griegos

$\rho$  Densidad, kg/m<sup>3</sup>  
 $\mu$  Viscosidad dinámica, kg/(m s)

#### Nomenclatura

$K$  Conductividad térmica, W/(m K)  
 $C_p$  Calor específico, kJ/(kg K)  
 $q''$  Flujo de calor, W/m<sup>2</sup>  
 $\dot{m}$  Flujo másico, kg/s  
 $R$  Resistencia Térmica, K/W  
 $T$  Temperatura, K  
 $\Delta p$  Caída de presión, kPa  
 $\dot{W}_p$  Potencia de bombeo, W  
 $\dot{V}$  Flujo volumétrico, m<sup>3</sup>/s  
 $u$  Velocidad componente en dirección  $x$ , m/s  
 $v$  Velocidad componente en dirección  $y$ , m/s

#### Subíndices y superíndices

$max$  Máximo  
 $Cu$  Cobre  
 $f$  Fluido  
 $ave$  Promedio  
 $In$  Entrada  
 $S$  Superficie

#### Apéndice A

La solución numérica de las ecuaciones de gobierno se realizó utilizando un software de dinámica de fluidos

**Tabla 1.** Análisis de sensibilidad del diseño C1-80.

Diseño del patrón de flujo	Malla	Número de elementos	Temperatura máxima	$\frac{T_{max}^j - T_{max}^{j+1}}{T_{max}^j}$
C1-80	1	6652	312.9	3.64E-03
	2	9056	311.8	1.62E-02
	3	19176	316.8	9.47E-03
	4	36021	316.5	9.35E-04
	5	74509	313.5	2.17E-03
	6	129342	312.9	1.25E-03
	7	246398	312.5	9.28E-04
	8	460085	312.2	2.56E-05
	9	855545	312.2	8.71E-04
	10	1606687	311.9	-

computacional (CFD) ANSYS® Fluent. Este software utiliza el método de volúmenes finitos y resuelve numéricamente las ecuaciones de gobierno. Cuando los residuos de conservación de masa y momento alcanzaron un valor inferior a  $10^{-4}$  y así mismo el residuo de la ecuación de la energía alcanzó un valor inferior a  $10^{-7}$ , la solución se consideró suficientemente precisa. Cabe señalar que la temperatura máxima se seleccionó como parámetro de comparación entre los diferentes niveles de mallado.

## Referencias

- [1] Y. Peng, X. Yang, Z. Li, S. Li, and B. Cao, "Numerical simulation of cooling performance of heat sink designed based on symmetric and asymmetric leaf veins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 166, Feb. 2021, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120721
- [2] S. E. Ghasemi, A. A. Ranjbar, and M. J. Hosseini, "Experimental and numerical investigation of circular minichannel heat sinks with various hydraulic diameter for electronic cooling application," *Microelectronics Reliability*, Vol. 73, pp. 97–105, Jun. 2017, DOI: 10.1016/j.microrel.2017.04.028
- [3] A. M. Adham, N. Mohd-Ghazali, and R. Ahmad, "Cooling of microchannel heat sinks with gaseous coolants," *Procedia Engineering*, 2013, Vol. 56, pp. 337–343. DOI: 10.1016/j.proeng.2013.03.128
- [4] D. A. Redwan, E. H. Chowdhury, M. H. Rahman, and H. A. Prince, "Numerical investigation on the electronic components cooling for different coolants by finite element method," *Heat Transfer*, Vol. 50, no. 5, pp. 4643–4655, Jul. 2021, DOI: 10.1002/htj.22093
- [5] A. Tikadar, T. C. Paul, S. K. Oudah, N. M. Abdulrazzaq, A. S. Salman, and J. A. Khan, "Enhancing thermal-hydraulic performance of counter flow mini-channel heat sinks utilizing secondary flow: Numerical study with experimental validation," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 111, Feb. 2020, DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104447
- [6] H. M. Jaffal, B. Freegah, A. A. Hussain, and A. Hasan, "Effect of the fluid flow fragmentation on the hydrothermal performance enhancement of a serpentine mini-channel heat sink," *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 24, Apr. 2021, DOI: 10.1016/j.csite.2021.100866
- [7] Shoukat, A. A., Chaudry, U. M., Shaban, M., Anwar, M., Khan, T. I., Ahmad, H. W., & Mujahid, "Flow Rate Optimization for Thermal-FSI of Minichannel Heat Sink: A Numerical approach," *Arabian Journal for Science and Engineering*, Vol. 46, no. 8, pp. 7577–7586, Aug. 2021, DOI: 10.1007/s13369-021-05463-4
- [8] H. A. Tariq, M. Anwar, and A. Malik, "Numerical Investigations of Mini-Channel Heat Sink for Microprocessor Cooling: Effect of Slab Thickness," *Arabian Journal for Science and Engineering*, Vol. 45, no. 7, pp. 5169–5177, Jul. 2020, DOI: 10.1007/s13369-020-04370-4
- [9] S. Kumar and P. K. Singh, "Effects of flow inlet angle on flow maldistribution and thermal performance of water cooled mini-channel heat sink," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 138, pp. 504–511, Apr. 2019, DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.01.014
- [10] M. Khoshvaght-Aliabadi, A. Feizabadi, and M. Nouri, "Design of novel geometries for minichannels to reduce junction temperature of heat sinks and enhance temperature uniformity," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 192, Jun. 2021, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116926
- [11] M. P. Vasilev, R. S. Abiev, and R. Kumar, "Effect of microchannel heat sink configuration on the thermal performance and pumping power," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 141, pp. 845–854, Oct. 2019, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.031
- [12] V. Aggarwal, B. Kalsi, and S. S. Sehgal, "Computational Heat Transfer Analysis in Spiral Micro-Channel Heat Sink," *Indian Journal of Science and Technology*, Vol. 9, no. 36, Sep. 2016, DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i36/101488
- [13] V. Leela Vinodhan and K. S. Rajan, "Computational analysis of new microchannel heat sink configurations," *Energy Conversion and Management*, Vol. 86, pp. 595–604, 2014, DOI: 10.1016/j.enconman.2014.06.038
- [14] B. T. Li *et al.*, "Multidisciplinary optimization of liquid cooled heat sinks with compound jet/channel structures arranged in a multipass configuration," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 195, Aug. 2021, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117159
- [15] M. T. Sarowar, "Numerical analysis of a liquid metal cooled mini channel heat sink with five different ceramic substrates," *Ceramics International*, Vol. 47, no. 1, pp. 214–225, Jan. 2021, DOI: 10.1016/j.ceramint.2020.08.124
- [16] A. Muhammad, D. Selvakumar, A. Iranzo, Q. Sultan, and J. Wu, "Comparison of pressure drop and heat transfer performance for liquid metal cooled mini-channel with different coolants and heat sink materials," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 141, no. 1, pp. 289–300, Jul. 2020, DOI: 10.1007/s10973-020-09318-2
- [17] X. D. Zhang *et al.*, "Experimental investigation of galinstan based minichannel cooling for high heat flux and large heat power thermal management," *Energy Conversion and Management*, Vol. 185,

pp. 248–258, Apr. 2019, DOI:  
10.1016/j.enconman.2019.02.010

- [18] T. Wu, L. Wang, Y. Tang, C. Yin, and X. Li, “Flow and Heat Transfer Performances of Liquid Metal Based Microchannel Heat Sinks under High Temperature Conditions,” *Micromachines*, Vol. 13, no. 1, Jan. 2022, DOI: 10.3390/mi13010095