

DISEÑO TERMOHIDRÁULICO DE DISIPADORES DE CALOR COMPUESTOS POR MICROCANALES USANDO ALGORITMOS DE TESELACIÓN

THERMAL-HYDRAULIC DESIGN OF MICROCHANNEL HEAT SINKS USING TESSELLATION ALGORITHMS

Fabián A. Alquinta, Pablo A. Pacheco, Benjamín A. Peralta y Cristian A. Chávez

Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de La Serena, Benavente 980, La Serena, Chile.

<https://www.userena.cl/>

Palabras clave: microcanales, análisis numérico, caída de presión, transferencia de calor.

Resumen. El trabajo aborda el diseño de disipadores de calor compuestos por microcanales. La metodología incluye primeramente la implementación computacional de algoritmos de teselación para construir estructuras de multimicrocanales interconectados en una red compleja. La distribución de microcanales generada por la teselación se emplea en un proceso numérico para analizar termohidráulicamente, incorporando condiciones de flujo de calor a disipar y flujos de fluidos refrigerantes. Los programas computacionales empleados son de código abierto, elaborados in-house, en los lenguajes de programación de Python y Fortran 90. Las ecuaciones de mecánica de fluidos son del tipo no lineal y se resuelven linealizando con el Método de Newton-Raphson. Los sistemas de ecuaciones linealizados se resuelven por el método de Eliminación de Gauss. Los resultados comprenden diseños de disipadores con diversas configuraciones de microcanales. Estos diseños se procesan para calcular distribuciones de flujos máximos, de presión y de temperatura de fluido para cada uno de los microcanales de la red. Los datos numéricos obtenidos permiten obtener configuraciones optimizadas con diversos enfoques como la intensificación de la transferencia de calor o la penalización por la pérdida de carga o ambas combinadas.

Keywords: microchannels, numerical analysis, pressure drop, heat transfer.

Abstract. The work deals with the design of heat sinks composed of microchannels. The methodology firstly includes the computational implementation of tessellation algorithms to build multi-microchannel structures in a network of complex structure. The distribution of microchannels generated by tessellation is used in a numerical process to analyze thermohydraulically incorporating conditions of heat flow dissipation and cooling fluid flows. The computer programs used are open source, developed in-house, in the Python and Fortran 90 programming languages. The fluid mechanics equations are of the non-linear type and are solved by linearizing with the Newton-Raphson Method. The linearized systems of equations are solved by the Gauss Elimination Method. The results comprise heatsink designs with various microchannel configurations. These designs are processed to calculate fluid mass flow, pressure and temperature distributions for each of the microchannels of the network. The numerical data obtained allow obtaining optimized configurations with various approaches such as the intensification of heat transfer or the penalty for head loss or both combined.

1. INTRODUCCIÓN

Los microchips son dispositivos electrónicos que emplean una gran cantidad de transistores en su interior para desarrollar operaciones lógicas, estos transistores generan grandes flujos de calor en espacios reducidos. En la mayoría de los casos, los chips se refrigeran mediante disipadores de calor con aletas que emplean ventiladores de convección forzada. Sin embargo, estos microchips contienen miles de millones de transistores, por lo que las temperaturas de operación pueden alcanzar niveles críticos reduciendo el rendimiento de los microchips, ocasionando fallos en los componentes o reduciendo considerablemente la vida útil de la CPU (Mihai et al., 2012).

Los microcanales nacen como alternativa a la disipación de calor en microchips convencionales, ya que su configuración permite implementarlos en espacios reducidos. El uso de disipadores de calor con microcanales fue propuesto por primera vez por Tuckerman y Pease (1981), utilizando agua como flujo de trabajo para disipar energía de un chip. Una de las ventajas del uso de disipadores de calor con microcanales se basa en el hecho de que el coeficiente de transferencia de calor es inversamente proporcional al diámetro hidráulico del canal (Kim y Kim, 2007), del mismo modo permite la operación del fluido a altas presiones y el uso de refrigerantes peligrosos en cantidades menores que otros métodos de disipación. Entre los factores que pueden afectar la eficiencia termohidráulica, está la temperatura media, el número de Nusselt, la uniformidad del flujo, el coeficiente de transferencia de calor y la pérdida de carga (Sadique et al., 2022).

En la actualidad diversos autores han estudiado la geometría y disposición de los microcanales, Khan et al. (2022) examinaron un microcanal 3D en paralelo que empleó generadores de turbulencias (GNT). El material usado fue silicio y se analizaron flujos laminares con distintas configuraciones de GNT dispuestas al comienzo, en el centro y al final de las paredes laterales. En el trabajo se obtuvo un aumento del desempeño termohidráulico de los microcanales cuando los GNT se ubicaron cerca del centro, mientras que el desempeño más bajo se obtuvo con GNT dispuestos en las entradas y salidas del microcanal. Shen et al. (2023) propusieron un nuevo diseño de disipador de calor de microcanales de doble capa llamado multi-circuit nested loop. Este utilizó cobre como material y cavidades en donde el fluido entra y sale por una doble capa de ductos. El estudio consiguió una mejora del rendimiento térmico y uniformidad de las temperaturas cuando se comparó con microcanales paralelos de doble capa. Por otra parte Bhandari et al. (2023) realizaron una revisión del diseño de los disipadores con microcanales en donde se buscó una configuración de diseño que aumentara el rendimiento termohidráulico. Los estudios comparados abarcaron diferentes diseños con secciones transversales, cavidades con doble capa, microcanales con ondulación, generadores de vórtices y bifurcaciones, además de combinaciones de estas configuraciones. Las principales conclusiones fueron la baja cantidad de estudios experimentales en comparación con los estudios numéricos, esto es debido a la complejidad de la fabricación de las geometrías propuestas, de igual forma se encontraron objetivos comunes en los estudios como mejorar la mala distribución de flujo, la uniformidad de las temperaturas y las singularidades que elevan en gran medida las temperaturas a causa de una deficiente circulación del flujo.

Por lo tanto, en el presente estudio se evalúa el desempeño termohidráulico de distintas configuraciones de redes de microcanales generadas a partir de algoritmos de teselación, esto con la finalidad de optimizar la transferencia de calor, la pérdida de carga, eliminar los estancamientos que se producen en las redes de microcanales y los puntos de alta temperatura que se generan en los nodos a causa de la baja distribución de flujo.

1.1. Objetivos

Investigar de forma numérica la mecánica de fluidos y transferencia de calor de diferentes configuraciones de redes de microcanales, diseñadas con un algoritmo de teselación, aplicadas al proceso de enfriamiento estacionario de un microprocesador intel Core i7-13700H.

1.1.1. Objetivos específicos

- Implementar un algoritmo de teselación sobre una superficie bidimensional equivalente al área del microprocesador.
- Realizar la simulación numérica de la mecánica de fluidos y transferencia de calor de la red de microcanales mediante el Método de Elementos Finitos.
- Analizar los resultados de temperatura, presión, caudal de cada red y comparar los resultados.

2. MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO

La mecánica de fluidos al interior de un ducto se modela utilizando un elemento unidimensional, como el que se muestra en la Figura 1, donde i es el índice de elemento, j y k son los índices de los nodos. Las variables Q_j^i y Q_k^i representan el caudal que sale y entra al elemento respectivamente. La fuerza que origina el desplazamiento de fluido a través del elemento es un gradiente de presión, el que se toma en cuenta como una diferencia de alturas $\Delta H^i = H_k - H_j$.

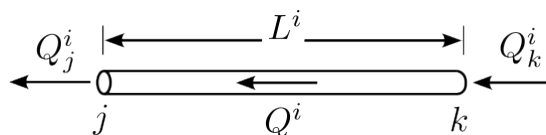


Figura 1: Elemento de tubería.

La relación entre el caudal y la diferencia de alturas o gradiente de presión del elemento depende de el número de Reynolds (Potter y Wiggert, 2021), que se define de la siguiente forma para flujo interno:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1)$$

donde ρ es la densidad (kg/m^3), μ es la viscosidad cinemática ($Pa \cdot s$), D es el diámetro hidráulico (m) y V es la velocidad promedio al interior del ducto (m/s). La relación entre el caudal y el gradiente de presión del elemento se escribe por conveniencia de la siguiente forma:

$$Q_i = k^i \Delta H^i \quad (2)$$

Si el flujo es laminar o turbulento, la constante k^i se calcula de diferentes maneras. Cuando $Re < 2000$, se utiliza la relación de Poiseuille, y cuando $Re > 2000$ se utiliza la correlación de Hazen-Williams, de acuerdo a (Brebbia y Ferrante, 2013):

$$k^i = \begin{cases} \frac{\pi \rho g D^4}{128 L \mu} & \text{si } Re < 2000 \\ \frac{k^{i*}}{(\Delta H^i)^{0,46}}; k^{i*} = 0,2784 c \frac{D^{2,63}}{L^{0,54}} & \text{si } Re > 2000 \end{cases} \quad (3)$$

donde L es el largo del ducto y c es la constante de Hazen-Williams, que se calcula de la siguiente forma:

$$c = 13,79 f^{-0,54} \left(\frac{Q^{-0,08}}{D^{-0,0675}} \right) \quad (4)$$

El valor de f se calcula dependiendo del régimen de flujo. Si es laminar:

$$f = \frac{64}{Re}, \quad (5)$$

y si el flujo es turbulento se utiliza el modelo de Churchill (1977), el cual establece que el factor de fricción es:

$$f = \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12}, \quad A = \left[2,457 \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + \frac{0,27\epsilon}{D}} \right]^{16}, \quad B = \left(\frac{37,530}{Re} \right)^{16} \quad (6)$$

donde, ϵ : rugosidad efectiva [m].

La Figura 2 muestra un esquema con el balance de energía en el sistema de microcanales. Por la base, indicado con flechas rojas ingresa un calor llamado \dot{Q}_b , y por los costados se pierde un calor denominado \dot{Q}_p . El calor efectivo que ingresa a todos los microcanales del sistema se calcula de la siguiente forma:

$$\dot{q}_{ef} = \frac{\dot{Q}_b - \dot{Q}_p}{\sum_{i=1}^{n_{mc}} A_{bi}} \quad (7)$$

Donde la sumatoria indica la suma de todas las áreas de la base de todos los microcanales (n_{mc} : número de microcanales).

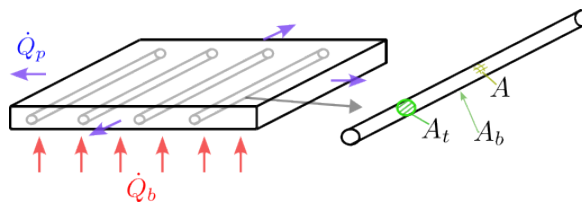


Figura 2: Esquema de balance de energía en dispositivo con microcanales.

Al lado derecho de la Figura 2 se muestra un microcanal aislado, donde A_t es el área transversal por donde se desplaza el fluido, A es el área del manto del microcanal y A_b es el área de la base. Por simplicidad, se asume que el calor efectivo \dot{q}_{ef} es absorbido por la totalidad de los microcanales, por lo tanto, el calor que ingresa a cada microcanal se calcula:

$$\dot{Q}_w = \dot{q}_{ef} A \quad (8)$$

El calor se transporta a través del dispositivo con una red de microcanales por conducción, luego se transporta hacia el fluido refrigerante por convección. El cálculo del coeficiente de convección se realiza utilizando las ecuaciones empíricas basadas en análisis dimensional, según el estudio realizado por Stephan y Preußer (1979):

$$Gz = \frac{D}{L} RePr \quad (9)$$

donde Gr es el número de Graetz y Pr es el número de Prandtl. Luego se calcula el coeficiente de convección de la siguiente forma:

$$h_c = \left(4,364 + \frac{0,086Gz^{1,33}}{1 + (0,1Pr [Re\frac{D}{L}]^{0,83})} \right) \left(\frac{k_f}{D} \right) \quad (10)$$

3. MODELO NUMÉRICO

Aplicando las relaciones mostradas en 3 al modelo unidimensional de Elemento Finito mostrado en 1, se obtiene la matriz local:

$$\begin{bmatrix} Q_k^i \\ Q_j^i \end{bmatrix} = k^i \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_k^i \\ H_j^i \end{bmatrix} \quad (11)$$

Al ensamblar las matrices locales de cada elemento en una matriz global, se obtiene lo siguiente:

$$\mathbf{KH} = \mathbf{C} \quad (12)$$

donde \mathbf{K} es la matriz característica de la red, \mathbf{H} es el vector de alturas de la red y \mathbf{C} es el vector de consumo de la red.

Se observa en la ecuación 3 que la relación entre el caudal y el gradiente de presión es no lineal en el caso de un flujo turbulento, por lo que se aplica el método de Newton-Raphson para la solución rápida del sistema de ecuaciones. La relación no lineal se expresa de la siguiente forma:

$$\mathbf{K}(\mathbf{H}) \mathbf{H} = \mathbf{C} \quad (13)$$

El método de Newton-Raphson se aplica a la siguiente función, donde también se muestra su derivada:

$$\mathbf{F}(\mathbf{H}) = \mathbf{K}(\mathbf{H}) \mathbf{H} - \mathbf{C} = 0; \quad \mathbf{F}' = \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} [\mathbf{K}(\mathbf{H}) \mathbf{H}] \quad (14)$$

La convergencia del sistema no lineal se considera alcanzada luego de cumplir la siguiente condición:

$$\frac{[\sum_{i=1}^n (H_i - H_i^*)^2]^{1/2}}{\sum_{i=1}^n H_i^*} \leq TOL \quad (15)$$

donde TOL es la tolerancia de la convergencia y H_i^* representa el valor de la altura calculada en la iteración actual.

Una vez calculadas las alturas y los caudales de la red, se procede a calcular las temperaturas de forma explícita, de acuerdo a las ecuaciones mostradas en el balance de energía del dispositivo. Este proceso se repite de forma iterativa hasta alcanzar la convergencia.

Las condiciones de borde empleadas consisten en una altura conocida en el nodo donde ingresa el fluido y una temperatura conocida, un caudal de tipo sumidero en el nodo de salida.

El sistema de ecuaciones algebraicas se resuelve con el método de particiones y el método de Eliminación de Gauss.

4. METODOLOGÍA

El diseño del sistema de enfriamiento inicia con la distribución de nodos en el espacio bidimensional equivalente al área del microprocesador. Dichos nodos se almacenan en una matriz de coordenadas, que posteriormente se ingresa en un algoritmo de teselación. El algoritmo se implementa a partir del método Delaunay con el lenguaje de programación Python (Cheng et al. (2012)). Como resultado se obtiene un espacio relleno de figuras, que pueden ser rectángulos o triángulos, donde los nodos corresponden a los vértices de cada figura y las líneas son los ductos por donde circulará el fluido refrigerante.

Los casos que se implementan en el presente estudio se muestran en la Figura 3, donde se utilizó con un diámetro hidráulico de 0.0008 [m]. El caso 3(a) muestra una teselación con elementos cuadriláteros, con la entrada de flujo al extremo izquierdo y la salida en el nodo extremo derecho. El caso 3(b) muestra una teselación de elementos triangulares, con la entrada de flujo en el nodo del extremo inferior izquierdo, y la salida en el extremo inferior derecho. Los casos 3(c) y 3(d) se crearon de la misma forma que el caso 3(b), con las mismas condiciones de borde, teniendo una mayor cantidad de divisiones en las direcciones X e Y del plano cartesiano. La presión de entrada para todos los casos fue de 8 [bar] y la temperatura de entrada de 20°C. El caudal de salida tipo sumidero se ajustó para cada caso, con el fin de obtener un flujo de salida estacionario y evitar la acumulación de fluido en el sistema. El calor en la base del sistema tiene un valor de 45 [W], del procesador Intel Core i7-13700H.

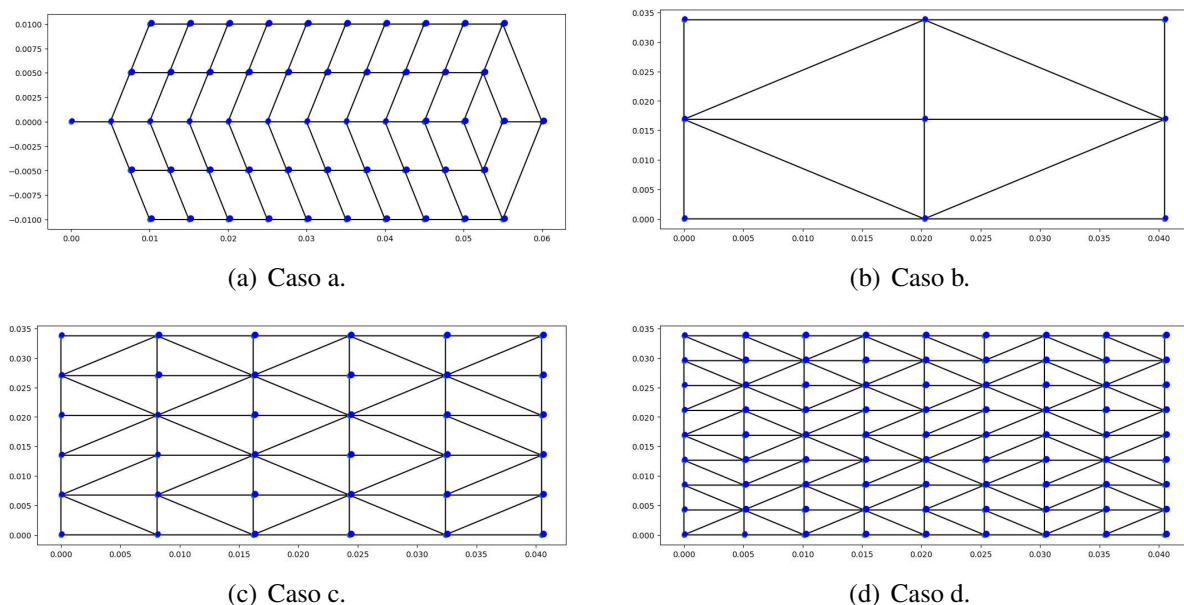


Figura 3: Redes de microcanales.

Luego de realizar la simulación, se obtienen los resultados de presión y temperatura en los nodos y los caudales y sus direcciones en las líneas, representados por una flecha. Los resultados iniciales del caso 3(a) se muestran en la Figura 4. Las presiones en los nodos decrecen desde izquierda a derecha, observando los colores de los nodos y la escala de colores del lado derecho de la figura. La magnitud de los caudales se asocian a las líneas y su escala de colores de la

parte inferior, y las direcciones están indicadas con flechas. Se observan casos donde el caudal resulta con un valor muy bajo, cercano a cero. Los resultados de temperatura se observan en los nodos de la red, asociado a la escala de colores del lado derecho. Algunos valores resultan ser muy altos sin sentido físico. Debido a que la simulación es estacionaria, y al estancamiento de los ductos, se obtienen estos valores de temperatura demasiado altos. Es por esta razón que es necesario eliminar los ductos donde se estanca el flujo. La metodología para tratar este problema en las redes complejas de microcanales se muestra en la Figura 5. El criterio utilizado para eliminar los ductos con estancamiento fue el siguiente: eliminar las conexiones donde el caudal sea menor a $8 \times 10^{-8} [m^3/s]$. Este valor se estableció con la práctica, luego de probar varios casos, obteniéndose resultados satisfactorios.

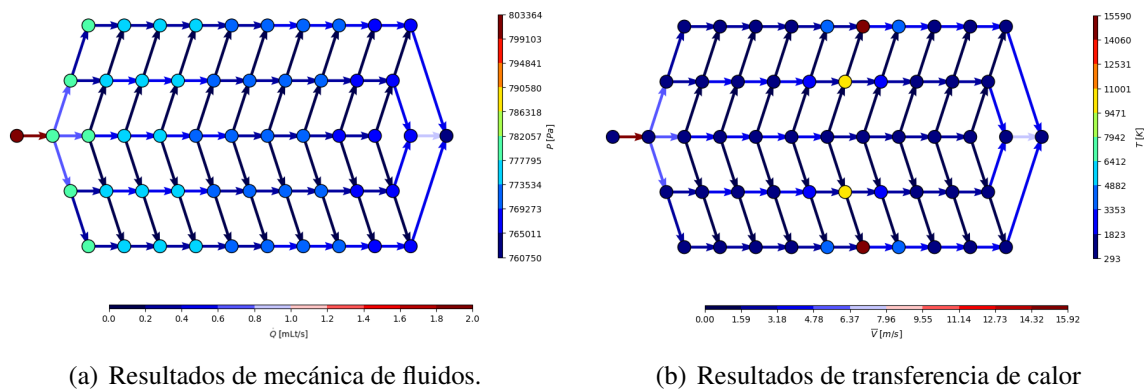


Figura 4: Resultados de red inicial, caso a.

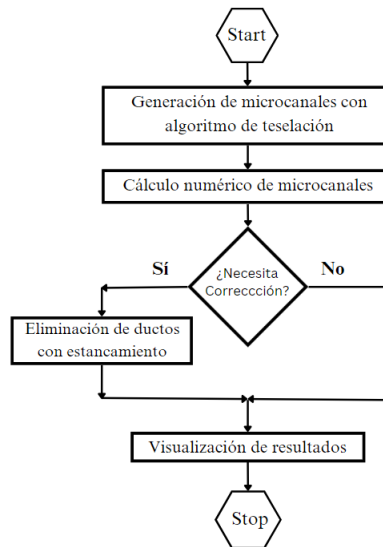
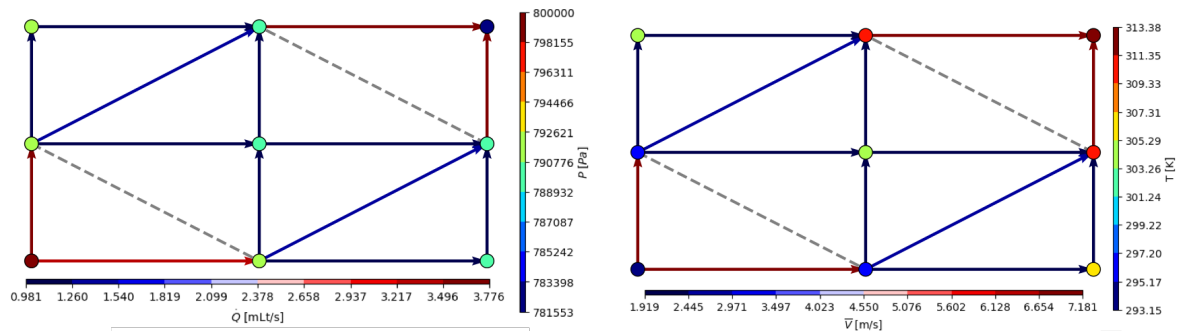


Figura 5: Diagrama de flujo de implementación.

5. RESULTADOS

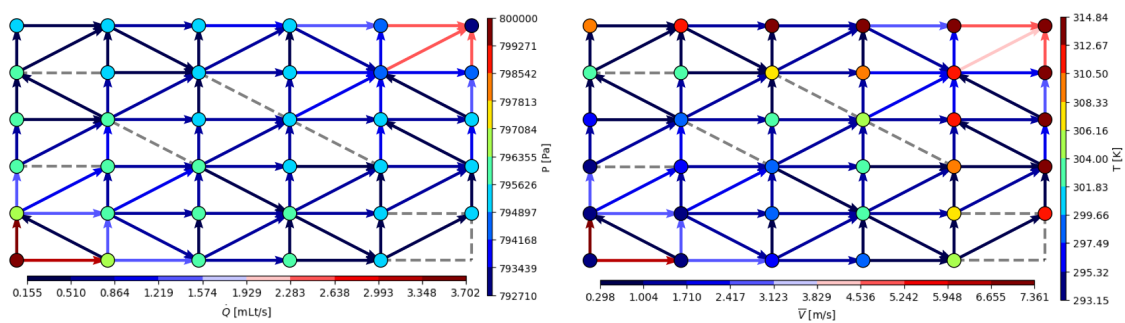
A continuación, se muestran los resultados para los casos b, c y d utilizando la metodología anteriormente mencionada. En cada microcanal la entrada de flujo se encuentra en el nodo inferior izquierdo, y la salida en el nodo superior derecho.



(a) Resultados de mecánica de fluidos.

(b) Resultados de transferencia de calor.

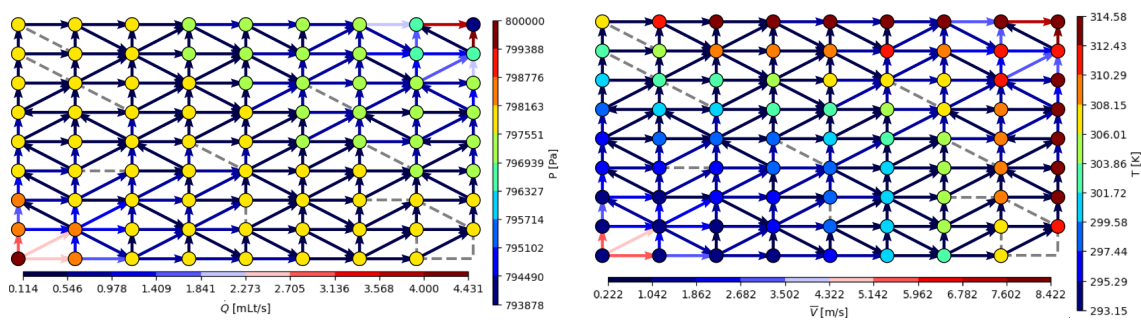
Figura 6: Resultados de caso b.



(a) Resultados de mecánica de fluidos.

(b) Resultados de transferencia de calor.

Figura 7: Resultados de caso c.



(a) Resultados de mecánica de fluidos.

(b) Resultados de transferencia de calor.

Figura 8: Resultados de caso d.

6. ANÁLISIS

Los casos b, c y d de la Figura 3, fueron sometidos a la metodología de trabajo obteniéndose los resultados de las Figuras 6, 7 y 8.

El flujo se distribuye de forma uniforme a través de las redes de microcanales y los ductos que inicialmente generaban estancamiento ahora se muestran con líneas punteadas para señalar que se encuentran inactivos. La implementación considera un proceso de enfriamiento en estado estacionario sin cambio de fase. Para lograr esto, se fijó el calor generado por el procesador en 45 [W], la presión de entrada en 8 [bar], y los caudales se ajustaron con el objetivo de evitar alcanzar la temperatura de saturación del refrigerante. Los resultados de gradientes de presión y temperatura de cada caso, se resumen en la Tabla 1:

	Caso b	Caso c	Caso d
ΔT	20,23°C	21,69°C	21,43°C
ΔP	18447[Pa]	7290[Pa]	6122[Pa]

Tabla 1: Gradientes de temperatura y presión (entrada/salida).

El caso que obtuvo resultados menos favorables fue el caso b, debido que el gradiente de presión es el doble en comparación al resto de los casos. Los casos c y d obtuvieron menores pérdidas de carga y distribución de temperaturas, siendo el caso d el más favorable.

7. CONCLUSIONES

En cada uno de los casos simulados, la metodología implementada permitió rediseñar una red de microcanales a partir de una geometría teselada. El algoritmo determina los microcanales que presentan bajos flujos volumétricos y luego los elimina, rediseñando la distribución de microcanales. A partir de este criterio se recalculó la red y se obtuvo una distribución mejorada en cuanto a la penalización por pérdidas de carga y al incremento no deseado de temperaturas en el medio refrigerado.

Este comportamiento es un resultado del efecto de la distribución de flujos, que a su vez permite incrementar el coeficiente convectivo de calor en cada microcanal, resultando en una disminución en la diferencia de temperatura.

En relación a las configuraciones de microcanales estudiadas, las redes que presentan mayor cantidad de ductos interconectados, presentan el menor gradiente de presión, comparado con aquellas redes que presentan menor interconexión. Esto sucede relativo a los casos estudiados, y se puede explicar por el incremento de longitud de los microcanales cuando disminuye el número de nodos en una misma superficie teselada.

Los valores de temperatura tienden a aumentar a medida que los nodos están más cerca de la salida, sin embargo, las temperaturas no exceden la temperatura de saturación de fluido, para que el flujo se mantenga como monofásico.

Como recomendaciones para futuros trabajos se propone extender la implementación a un proceso transiente, variar la configuración de entrada-salida de las redes de microcanales y implementar un modelo de flujos bifásicos que aproveche el cambio de fase del fluido.

REFERENCIAS

- Bhandari P., Rawat K.S., Prajapati Y.K., Padalia D., Ranakoti L., y Singh T. A review on design alteration in microchannel heat sink for augmented thermohydraulic performance. *Ain Shams Engineering Journal*, página 102417, 2023. ISSN 2090-4479. doi:<https://doi.org/10.1016/j.asej.2023.102417>.
- Brebbia C.A. y Ferrante A.J. *Computational hydraulics*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- Cheng S.W., Dey T.K., y Shewchuk J. *Delaunay mesh generation*. CRC Press, 2012.
- Churchill S.W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. 1977.
- Khan M., Shuja S., Yilbas B., y Al-Qahtani H. A case study on innovative design and assessment of a microchannel heat sink with various turbulators arrangements. *Case Studies in Thermal Engineering*, 31:101816, 2022. ISSN 2214-157X. doi:<https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101816>.
- Kim D.K. y Kim S.J. Closed-form correlations for thermal optimization of microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(25-26):5318–5322, 2007.
- Mihai I., Suci C., y Patuleanu L. Modeling of heat transfer in microchannels of a cpu-heat sink cooling system. En *Advanced Topics in Optoelectronics, Microelectronics, and Nanotechnologies VI*, volumen 8411, páginas 519–524. SPIE, 2012.
- Potter M.C. y Wiggert D.C. *Schaum's outline of fluid mechanics*. McGraw-Hill Education, 2021.
- Sadique H., Murtaza Q., et al. Heat transfer augmentation in microchannel heat sink using secondary flows: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 194:123063, 2022.
- Shen H., Liu H., Shao X., Xie G., y Wang C.C. Thermofluids performances on innovative design with multi-circuit nested loop applicable for double-layer microchannel heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, 219:119699, 2023. ISSN 1359-4311. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119699>.
- Stephan K. y Preußer P. Wärmeübergang und maximale wärmestromdichte beim behältersieden binärer und ternärer flüssigkeitsgemische. *Chemie Ingenieur Technik*, 51(1):37–37, 1979.
- Tuckerman D.B. y Pease R.F.W. High-performance heat sinking for vlsi. *IEEE Electron device letters*, 2(5):126–129, 1981.