

Optimización de la altura en minicanales y microcanales mediante la minimización en la generación de entropía

Felipe Lozano-Steinmetz¹ y Diego A. Vasco¹

¹Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Santiago de Chile, Chile. Felipe.lozano@usach.cl
Diego.vascoc@usach.cl

Resumen

La minimización en la generación de entropía es una herramienta que puede ser utilizada para calcular la altura óptima de minicanales y microcanales. En este trabajo se ha estudiado numéricamente el flujo laminar tridimensional de agua considerando microcanales y minicanales rectangulares con 8 alturas diferente (250 μm , 500 μm , 750 μm , 1 mm, 1,5 mm, 3 mm, 5 mm y 7 mm) con un ancho de 1 mm y 50 mm de largo, sometido a un flujo de calor constante en la pared inferior de 10.000 y 50.000 W/m^2 . Los resultados numéricos mostraron que la entropía generada por la fricción solo es apreciable en el caso de las alturas de menor y de mayor tamaño, correspondiendo al 70,16% de la generación de entropía total del sistema para un $\text{Re}=1200$, para el caso del canal de menor tamaño mientras que, al aumentar el diámetro hidráulico a 1.5 mm, la componente de la entropía generada por la fricción no es relevante. Para el caso de los canales de tamaño intermedio, la entropía total se puede determinar estudiando únicamente la generación de la entropía causada por la transferencia de calor, ya que equivalen entre un 99,99 a 96,42%. También se observó que la altura óptima de los canales de estudio varía con respecto al flujo de calor utilizado, siendo más efectivos los canales de menor altura para flujo de calor mayores, mientras que se vuelven más eficiente los de mayor altura al remover flujo de calor menores.

Palabras clave: Minicanales; Microcanales; Entropía.

Abstract

The minimization of entropy generation is a tool that can be used to calculate the optimal height of minichannels and microchannels. In this work, the three-dimensional laminar flow of water has been studied numerically considering rectangular microchannels and minichannels with 8 different heights (250 μm , 500 μm , 750 μm , 1 mm, 1.5 mm, 3 mm, 5 mm and 7 mm) with a width of 1 mm and a length of 50 mm, subjected to a constant heat flux on the lower wall of 10,000 and 50,000 W/m^2 . The numerical results showed that the entropy generated by friction is only appreciable in the case of the smallest and largest heights, corresponding to 70.16% of the total entropy generation of the system for $\text{Re}=1200$, the channel of smaller size while, by increasing the hydraulic diameter to 1.5 mm, the entropy component generated by friction is not relevant. For the case of channels of intermediate size, the total entropy can be determined by studying only the generation of entropy caused by heat transfer, since they are equivalent to between 99.99 and 96.42%. It was also observed that the optimal height of the study channels varies with respect to the heat flux used, with lower height channels being more effective for higher heat fluxes, while higher height channels become more efficient when removing smaller heat fluxes.

Keywords: Minichannels; Microchannels; Entropy.

1. Introducción

En la actualidad la tecnología avanza a pasos agigantados en comparación con lo que sucedía en los años 90, debido al progreso industrial y al crecimiento económico [1]. Con todos los avances tecnológicos los componentes electrónicos son cada vez más utilizados, potentes y de menor tamaño, generando altas tasas de

calor en zonas sumamente localizadas, las cuales deber ser removidas para asegurar el funcionamiento óptimo y alargar la vida útil de cada componente [2, 3]. De acuerdo con lo anterior y basado en la definición del número de Nusselt, surgen maneras de mejorar las tasas de transferencia de calor, una de ellas corresponde a la modificación del volumen del intercambiador de calor mediante la disminución de su

largo característico [4]. Desde esa definición, Tuckerman y Peace [5] en plena tercera revolución industrial fueron capaces de remover 790 W/cm^2 utilizando agua mediante canales de silicio de diámetro hidráulico de $85.8 \mu\text{m}$, desarrollando así los primeros microcanales. Siendo los minicanales y microcanales los tipos de intercambiadores de calor más comunes para esta problemática, los cuales presentan un gran rendimiento en comparación con los canales tradicionales [6, 7]. Al mejorar el rendimiento se reducen las irreversibilidades del sistema, por lo que existe una minimización en la generación de entropía, por lo que el análisis de ésta permite determinar qué tan efectivo es el funcionamiento de un sistema o proceso [8,9]. En la literatura existen diversos estudios en los que utilizan la minimización de la generación de entropía para el análisis de microcanales y minicanales, desde la influencia del número de Reynolds [10], la modificación del fluido base [11], rugosidad en la superficie [12], geometrías [13], entre otras.

Los minicanales y los microcanales presentan diámetros hidráulicos pequeños, de 6 mm a 1 mm y de 1 mm a $10 \mu\text{m}$, respectivamente [14]. Lo cual, por parte, limita las capacidades de estos equipos para transferir calor, ya que la reducción de las dimensiones genera una alta caída de presiones, la cual a su vez repercute en un aumento de la generación de entropía asociada a la fricción [15]. Por lo que éste será uno de los puntos a afrontar en el presente trabajo, el cual expone el estudio para determinar la altura óptima de minicanales y microcanales, buscando un equilibrio entre las irreversibilidades causadas por la transferencia de calor y el aumento de la fricción generada por la disminución de sus dimensiones utilizando dos flujos de calor para estudiar su influencia.

2. Metodología

2.1 Configuración geométrica

Se estudiarán numéricamente 8 canales de sección transversal rectangular, 3 microcanales y 5 minicanales. La situación física de los canales se presenta en la Figura 1, donde el ancho y el largo corresponden a $W = 1 \text{ mm}$ y $L = 50 \text{ mm}$, respectivamente. Por otro lado, las alturas H de los microcanales son presentadas en la Tabla 1, mientras que la de los minicanales en la Tabla 2. Dichas dimensiones fueron seleccionadas debido a que son dimensiones representativas para los microcanales y minicanales, las cuales serán sometidas a validación experimental en futuros trabajos.

Tabla 1. Altura de los microcanales utilizados.

Canal	MCH-1	MCH-2	MCH-3
Altura [mm]	0.25	0.50	0.75

Tabla 2. Altura de los minicanales utilizados.

Canal	MNC-1	MNC-2	MNC-3
Altura [mm]	1.0	1.5	3.0
Canal	MNC-4	MNC-5	
Altura [mm]	5.0	7.0	

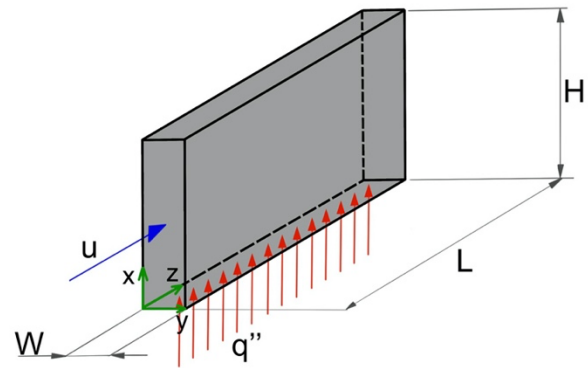


Figura 1. Esquema del dominio computacional.

2.2 Modelo matemático

El modelo matemático utilizado para el análisis numérico consta de la ecuación de conservación de masa, momento y energía en su forma tridimensional, las cuales se presentan en las ecuaciones 1, 2 y 3, respectivamente. Para ello se consideró al fluido como incompresible, monofásico y newtoniano, debido a que el fluido de trabajo corresponde a agua.

$$\nabla(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2)$$

$$\vec{V} \cdot \nabla T = \nabla \left(\frac{k}{\rho c_p} \nabla T \right) \quad (3)$$

Respecto a las condiciones de contorno, en la entrada se presenta un flujo de agua a una temperatura de 293.15 K , con una velocidad variable dependiendo del número de Reynolds a estudiar, el cual tendrá un rango en régimen laminar ($200 - 1200$). En la zona inferior se exhibe un flujo de calor constante de 10.000 y 50.000 W/m^2 , mientras que las otras 3 paredes son adiabáticas. Por último, en todas las paredes se considera la condición de no deslizamiento, la cual es aplicable debido a que el número de Knudsen se encuentra dentro del rango de flujo continuo [16].

2.3 Parámetros numéricos

Para el estudio numérico se ha utilizado el *software* comercial ANSYS FLUENT, el cual trabaja en base el método de los volúmenes finitos (MVF). Este método es utilizado para resolver las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía para cada

uno de los volúmenes de control obtenidos a través del mallado. Para resolver el sistema acoplado de presión y velocidad se utilizó el *solver* SIMPLE. La discretización espacial utilizada fue *last squares cell based* para el gradiente, *second order* para presión y *QUICK* para el momento y la energía.

La solución converge cuando se cumplen los criterios de convergencia de E-04 para la continuidad y E-06 para la velocidad en X, Y, Z y para la energía.

2.4 Propiedades termofísicas

El fluido de trabajo utilizado corresponde a agua bidestilada, considerando sus propiedades variables con respecto a la temperatura. Las propiedades de conductividad térmica y viscosidad dinámica fueron modeladas mediante resultados experimentales para el rango de temperatura de 283.15 a 318.15 K y 283.15 a 323.15 K, respectivamente [17]. La ecuación utilizada para modelar la conductividad térmica corresponde a una función lineal como propone Palm et al. [18], mientras que la viscosidad es modelada mediante una función polinomial de segundo orden como sugiere Ngyuen et al. [19], ambos modelos se presentan en la ecuación 4 y 5 para la conductividad térmica y viscosidad dinámica, respectivamente.

$$k = 2.0817 \times 10^{-3} + 6.6365 \times 10^{-3} T \quad (4)$$

$$\mu = 2.979 \times 10^{-7} T^2 - 1.9791 \times 10^{-4} T + 3.3437 \times 10^{-2} \quad (5)$$

La densidad y capacidad calorífica de igual forman varían con respecto a la temperatura, pero el modelo utilizado corresponde a las ecuaciones presentadas por Zografos et al. [20], quienes caracterizaron agua líquida a presión atmosférica para el rango de temperatura de 273.2 K a 600 K. Se han seleccionado dichas ecuaciones debido a que la conductividad térmica medida experimentalmente tiene una diferencia porcentual de 3.38% con la presentada por Zografos et al. y de un 6.79% para el caso de la viscosidad dinámica.

2.5 Estudio de independencia de la malla

La malla utilizada para los 8 canales de estudio es estructurada mediante elementos cuadriláteros. Por la variedad de canales a estudiar se presenta un estudio de independencia de malla para los 3 grupos de canales en base al número de Nusselt promedio (ecuación 6) utilizando el diámetro hidráulico como longitud característica. Los 3 grupos de canales son seleccionados en base a sus alturas, correspondiendo a los microcanales (MCH-1, MCH-2 y MCH-3), los minicanales en transición (MCN-1 y MCN-2) y los minicanales (MCN-3, MCN-4 y MCN-5), de forma que se tendrán 3 mallas distintas correspondiendo a cada grupo de canales.

$$Nu = \frac{q'' \cdot D_h}{k \cdot (T_w - T_m)} \quad (6)$$

El estudio de independencia de malla se realiza para los 3 grupos de canales con un flujo de calor de 50.000 W/m² y un número de Reynolds intermedio de 600. En las Tablas 3, 4 y 5 se presentan los estudios de independencia de la malla con respecto al número de Nusselt de grupo de microcanales, minicanales en transición y minicanales, respectivamente. Seleccionando en base a las diferencias porcentuales del número de Nusselt la tercera malla utilizada para cada grupo de canales.

Tabla 3. Estudio de independencia de malla para microcanales.

MCH-1		
Malla	Nu	Diferencia %
10 x 28 x 180	6.4832	-
12 x 36 x 210	6.8106	5.0500%
15 x 44 x 240	7.0220	3.1040%
18 x 52 x 270	7.1794	2.2415%
MCH-2		
Malla	Nu	Diferencia %
10 x 28 x 180	6.8632	-
12 x 36 x 210	7.2842	6.1342%
15 x 44 x 240	7.5685	3.9030%
18 x 52 x 270	7.7831	2.8354%
MCH-3		
Malla	Nu	Diferencia %
10 x 28 x 180	6.9398	-
12 x 36 x 210	7.4512	7.3691%
15 x 44 x 240	7.8306	5.0918%
18 x 52 x 270	8.0849	3.2475%

Tabla 4. Estudio de independencia de malla para minicanales en transición.

MCN-1		
Malla	Nu	Diferencia %
10 x 33 x 180	7.2920	-
12 x 55 x 210	7.7321	6.0354%
15 x 77 x 240	7.9843	3.2617%
18 x 99 x 270	8.1534	2.1292%
MCN-2		
Malla	Nu	Diferencia %
10 x 33 x 180	7.3627	-
12 x 55 x 210	7.8621	6.7828%
15 x 77 x 240	8.1943	4.2253%
18 x 99 x 270	8.4149	2.6921%

Tabla 5. Estudio de independencia de malla para minicanales.

MNC-3		
Malla	Nu	Diferencia %
10 x 60 x 180	7.8582	-
12 x 80 x 210	8.2413	4.8752%
15 x 100 x 240	8.5398	3.6220%
18 x 120 x 270	8.7213	2.1253%
MNC-4		
Malla	Nu	Diferencia %
10 x 60 x 180	7.9021	-
12 x 80 x 210	8.2921	4.9354%
15 x 100 x 240	8.6100	3.8338%
18 x 120 x 270	8.8623	2.9303%
MNC-5		
Malla	Nu	Diferencia %
10 x 60 x 180	8.0201	-
12 x 80 x 210	8.4728	5.6446%
15 x 100 x 240	8.8509	4.4625%
18 x 120 x 270	9.1613	3.5070%

2.6 Validación y comparación

Con el fin de asegurar que los resultados obtenidos son correctos, se realiza una validación con el trabajo experimental propuesto por Ho y Chen [21] y una comparación con los trabajos numéricos realizados por Moraveji y Ardehali [22] y Uysal et al. [23] quienes estudiaron minicanales de 1.5 mm de altura, 1 mm de ancho y 50 mm de largo, presentando las mismas dimensiones que el minicanal MCN-2 de este estudio, donde el comportamiento con respecto al número de Nusselt es el mismo para los 3 autores (Figura 2), presentando diferencias porcentuales de 5.2% con respecto a los resultados del trabajo experimental.

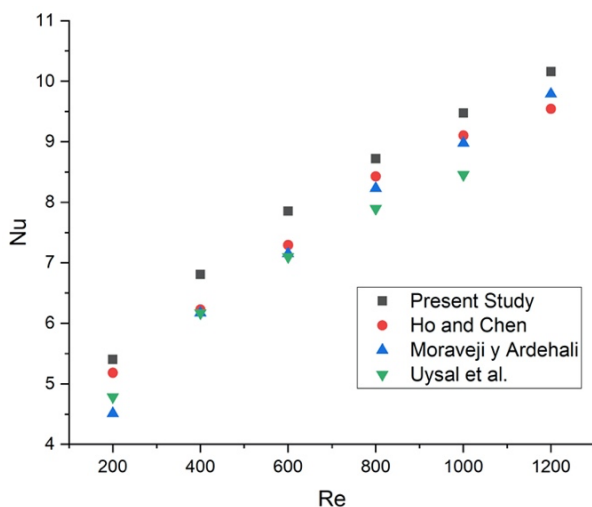


Figura 2. Validación del estudio numérico de acuerdo con el número de Nusselt obtenido por Ho y Chen [21], Moraveji y Ardehali [22] y Uysal et al. [23].

2.7 Resultados numéricos

Como primera variable a analizar se estudia la temperatura media de la pared inferior, la cual es presentada en la Figura 3a y 3b para cada flujo de calor con respecto al número de Reynolds. Se puede observar una disminución de la temperatura con respecto al aumento del número de Reynolds, para ambos flujos de calor, presentando diferencias máximas en las temperaturas de pared entre los números de Reynolds 200 y 1200, obteniendo diferencias de 2.63 K (0.89%) y 11.67 K (3.82%) para los flujos de calor de 10.000 y 50.000 W/m², respectivamente, para el minicanal de 1 mm de altura (MCN-1). Las temperaturas de pared aumentan con respecto al aumento de la altura del canal siendo un parámetro fundamental en el caso de llevar el estudio numérico a un trabajo experimental, alcanzando temperaturas máximas de 317.44 K para el canal de mayor tamaño, mientras que el más pequeño presenta una temperatura máxima de 301.97 K, ambos para un Re=200.

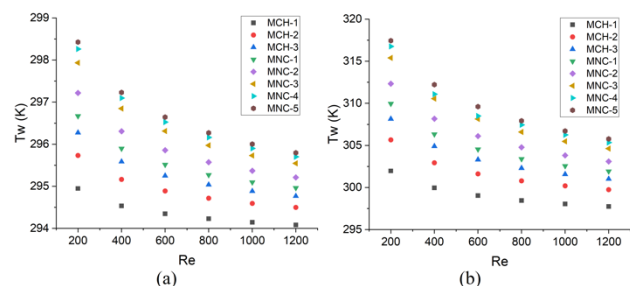


Figura 3. Temperatura de pared respecto al número de Reynolds (a) 10.000 W/m² y (b) 50.000 W/m².

Con respecto al coeficiente de fricción, este presenta el mismo comportamiento exponencial inverso que indica la bibliografía para un flujo en régimen laminar [24], donde el comportamiento del coeficiente de fricción es inversamente proporcional al número de Reynolds e independiente del flujo de calor aplicado. En la Figura 4 se presentan los coeficientes de fricción con respecto al número de Reynolds, mediante el cual se puede observar que existen diferencias significativas al comparar los coeficientes de fricción entre los Reynolds 200 y 1200, presentando diferencias de 405.85% (0.421) y 390.17% (0.397), para los flujos de calor de 10.000 y 50.000 W/m², respectivamente, para el minicanal de 1 mm de altura. Al realizar la comparación entre ambos flujos de calor, se puede observar como éste presenta mayor influencia en los canales de menor tamaño. Para el microcanal MCH-1, analizando el caso de Re=200 se presentan diferencias porcentuales de 41.98% entre ambos flujos de calor, diferencia porcentual que tiende a disminuir al aumentar los números de Reynolds, obteniendo diferencias porcentuales de 14.86% para un Re=1200, para el canal MCN-1, la diferencia porcentual para un

Re=200 es de 4.89%, mientras que con un Re=1200 es de 1.85% con respecto a ambos flujos de calor. Dicho comportamiento se mantiene si se analiza el minicanal de mayor tamaño (MCN-5), puesto que para un Re=200 la diferencia porcentual corresponde a un 1.08% y para un Re=1200 es de 0.53%, exhibiendo una clara influencia del flujo de calor en los canales de menor tamaño. El coeficiente de fricción es utilizado para cuantificar la entropía causada por las irreversibilidades de la mecánica de fluidos (entropía friccional), la cual tiene especial importancia al estudiar microcanales [15].

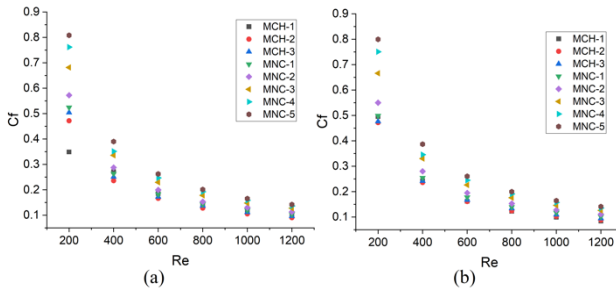


Figura 4. Coeficiente de fricción respecto al número de Reynolds (a) 10.000 W/m² y (b) 50.000 W/m².

El siguiente parámetro por analizar corresponde al número de Nusselt, el cual presenta un comportamiento estrictamente creciente con respecto al número de Reynolds, independiente del flujo de calor o la altura, como se presenta en la Figura 5. Dicho comportamiento se debe a la relación directa que existe entre la velocidad del flujo y el coeficiente convectivo y a su vez entre el coeficiente convectivo y el número de Nusselt. El coeficiente convectivo, no es el único parámetro que afecta al número de Nusselt, siendo necesario analizar el comportamiento del diámetro hidráulico de los canales. La reducción de la altura del canal y en consecuencia el diámetro hidráulico implica necesariamente reducir la influencia convectiva del proceso de transferencia de calor, otorgando una mayor relevancia a la conducción. Al comparar el canal más pequeño con el más grande (MCH-1 y MCN-5) se puede observar que existe una diferencia porcentual para un Re=200 de 3.78% y 8.82% para el flujo de calor de 10.000 y 50.000 W/m², respectivamente, mientras que para un Re=1200, las diferencias porcentuales corresponden a 32.20% y 35.53%, para ambos flujos de calor. Mediante la Figura 5 se puede apreciar que mientras aumenta el número de Reynolds las diferencias entre los canales también aumentan. Dado que el aumento en el coeficiente convectivo es menor que la disminución del diámetro hidráulico, el número de Nusselt aumenta con la altura del canal, resultando acorde a la literatura [25, 26].

El comportamiento del número de Nusselt es de suma importancia para la selección correcta de la altura de los canales como sistema de remoción de calor, ya que corresponde a uno de los parámetros fundamentales

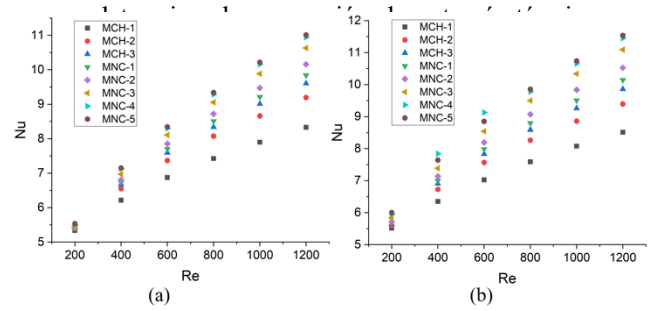


Figura 5. Número de Nusselt respecto al número de Reynolds (a) 10.000 W/m² y (b) 50.000 W/m².

Mediante los resultados obtenidos anteriormente y la aplicación de las ecuaciones de generación de entropía de Bejan [27, 28] se puede obtener la generación de entropía total del sistema. En dichas ecuaciones la generación de entropía se divide en dos, presentando una componente asociada a las irreversibilidades causadas por la mecánica de fluidos y otra por la transferencia de calor. La ecuación 7 corresponde a la entropía generada por la mecánica de fluidos, también llamada generación de entropía friccional, mientras que la ecuación 8 corresponde a la causada por el mecanismo de transferencia de calor, también llamada entropía térmica.

$$\dot{S}_{fr} = \frac{8 \cdot m^3 \cdot f}{\pi \cdot \rho^2 \cdot T_w \cdot D_h^5} \quad (7)$$

$$\dot{S}_{Th} = \frac{q''^2 \cdot \pi \cdot D_h^2}{k \cdot T_w^2 \cdot Nu} \quad (8)$$

La suma de ambas contribuciones de generación de entropía permite obtener la generación de entropía total por parte del sistema, la cual queda expresada en la ecuación 9.

$$\dot{S}_T = \dot{S}_{fr} + \dot{S}_{Th} \quad (9)$$

Iniciando por la generación de entropía friccional, se puede observar que no existen diferencias significativas en el comportamiento al modificar el flujo de calor de 10.000 a 50.000 W/m², como se presenta en la Figura 6. En ambos casos se presentan tendencias estrictamente crecientes, la cual se hace más relevante en el caso de las mayores y menores alturas. Con el fin de analizar la influencia del número de Reynolds en la generación de entropía friccional, se estudian los canales MCH-1, MCN-1 y MCN-5 entre Re=200 y R=1200, donde las diferencias corresponden a 6.06×10^{-3} , 2.89×10^{-4} y 1.38×10^{-3} W/mK, respectivamente, para un flujo de calor de 10.00 W/m², mientras que para el flujo de calor de 50.00 W/m² las diferencias corresponden a 6.33×10^{-3} , 2.77×10^{-4} y 1.33×10^{-3} W/mK, notando un comportamiento no lineal con respecto a las alturas de los canales, por lo que se analizará posteriormente la generación de

entropía friccional con respecto a la altura de los canales. Para continuar con el comportamiento con respecto al número de Reynolds se revela que el aumento en la generación de entropía friccional no es constante, al analizar el aumento entre en $Re=200$ y 400 , $Re=600$ y 800 y $Re=1000$ y 1200 , para los mismos 3 canales de estudio (MCH-1, MCN-1 y MCN-5). Para el canal MCH-1, las diferencias porcentuales corresponden a 235.99%, 82.01% y 47.12% para un flujo de calor de 10.000 W/m^2 , mientras que para el flujo de calor de 50.000 W/m^2 éstas corresponden a 338.81%, 84.80% y 48.26%, para los 3 rangos de Reynolds expuestos. Para el caso del canal MCN-1 las diferencias porcentuales para el mismo rango de número de Reynolds corresponden a 362.92%, 94.14% y 53.55%, para un flujo de calor de 10.000 W/m^2 y de 374.94%, 95.46% y 54.09% para el flujo de calor de 50.000 W/m^2 . Por último, con respecto al canal MCN-5 las diferencias porcentuales para el flujo de calor de 10.000 W/m^2 son de 353.58 %, 92.01 % y 52.94 % y para el flujo de calor de 50.000 W/m^2 corresponden a 360.59 %, 92.95 % y 53.37 %, presentando el mismo comportamiento no lineal con respecto a las alturas de los canales.

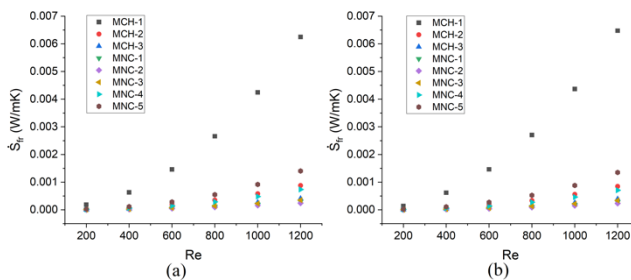


Figura 6. Generación de entropía friccional respecto al número de Reynolds (a) 10.000 W/m^2 y (b) 50.000 W/m^2 .

En vista al comportamiento anterior, se estudia la relevancia de la altura en la generación de entropía friccional, la cual se puede cuantificar al comparar porcentualmente los resultados entre el canal MCH-1 y el MCN-5, para $Re=200$ la diferencia porcentual corresponde a 86.42% y 83.11% para los casos de 10.000 y 50.000 W/m^2 , respectivamente, mientras que para un $Re=1200$ corresponde a un 344.72 % y 378.88 % para los mismos flujos de calor. En la Figura 7 se presenta la generación de entropía friccional respecto a la altura del canal, considerando únicamente a los canales MCH- 3, MCN-1, MCN-2 y MCN-3, ya que son los canales con menor generación de entropía friccional, permitiendo en dicha figura observar de mejor manera el comportamiento descrito anteriormente, donde los canales de menor y mayor altura presentan mayores generaciones de entropía friccional. En la Figura 7 se manifiesta que la altura que minimiza la generación de entropía friccional es de 1.5 mm, la cual corresponde al canal MCN-2 para ambos flujos de calor.

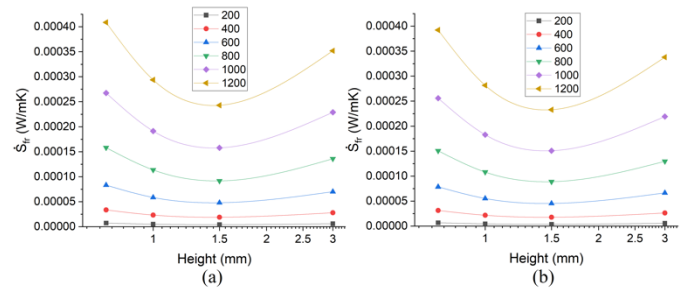


Figura 6. Generación de entropía friccional respecto a la altura del canal (a) 10.000 W/m^2 y (b) 50.000 W/m^2 .

Al comparar el canal MCH-1 y MCN-2 se observan las mayores diferencias, debido a que a una altura de 1.5 mm se obtienen los mejores resultados de la minimización en la generación de entropía, lo cual es producto de un equilibrio entre el flujo másico y el coeficiente de fricción con respecto al diámetro hidráulico y la temperatura de pared. Al compararlos para un $Re=200$, las diferencias porcentuales corresponden a 3534.06% y 3688.79% para el flujo de calor de 10.000 y 50.000 W/m^2 , respectivamente, mientras que para un $Re=1200$, las diferencias porcentuales corresponden a 2593.73% y 2680.00% para los mismos flujos de calor. Por lo que, se puede observar que un aumento del número de Reynolds genera mayor cantidad de entropía causada por fricción, al igual que una disminución y aumento abrupto de los diámetros hidráulicos del canal, la cual debe ser comparada con la entropía térmica, para cuantificar la importancia de ambas. Por ende, ahora se analizará esta última.

Con respecto a la generación de entropía térmica se puede observar un comportamiento estrictamente decreciente con respecto al número de Reynolds para ambos flujos de calor, siendo más apreciable en las alturas mayores como se presenta en la Figura 8. Para analizar el comportamiento de la generación de entropía térmica con respecto al número de Reynolds se estudian los canales MCH-1, MCN-1 y MCN-5 para los $Re=200$ y $Re=1200$, presentado diferencias porcentuales de 53.03%, 76.84% y 92.64%, respectivamente, utilizando un flujo de calor de 10.000 W/m^2 , mientras que para el flujo de calor de 50.000 W/m^2 las diferencias son de 48.88%, 67.82% y 75.81%, respectivamente para los 3 canales de estudio. A pesar de que el comportamiento sea el mismo, existen diferencias significativas entre los resultados para ambos flujos de calor, claramente debido a que la adición de un mayor flujo de calor afecta directamente las irreversibilidades causadas por el proceso de transferencia de calor y por consecuencia, afecta directamente a la generación de entropía térmica, por lo que se hace relevante cuantificar dichas diferencias, en consecuencia se compara la generación de entropía térmica respecto a ambos flujos de calor, obteniendo una diferencia porcentual promedio de 2281.98% para el canal MCH-1, mientras que para el canal MCN-1 la

diferencia corresponde a 2169.71%, por último el canal MCN-5 presenta una diferencia porcentual de 2060.48%.

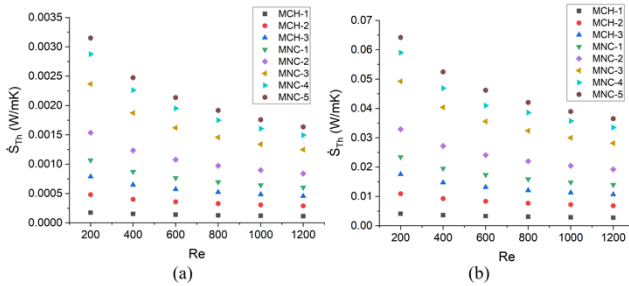


Figura 8. Generación de entropía térmica respecto al número de Reynolds (a) 10.000 W/m² y (b) 50.000 W/m².

Al observar el comportamiento de la generación de entropía térmica respecto a la altura de los canales, se puede apreciar una relación directa entre ellas, como se exhibe en la Figura 9. Dicha relación es directamente proporcional en el caso de los microcanales de estudio, la cual cambia al entrar al rango de los minicanales, siendo el minicanal de diámetro hidráulico 1 mm el punto de quiebre. Para analizar la influencia de la altura de los canales en la generación de entropía térmica se realiza una comparación entre los canales MCH-1 y MCN-5, con el fin de cuantificar la diferencia máxima entre los canales de estudio, para un Re=200 la diferencia porcentual corresponde a 1698.95% y 1466.77% para el flujo de calor de 10.000 y 50.000 W/m², respectivamente, mientras que para un Re=1200 las diferencias porcentuales corresponden a 1329.04% y 1226.58%, para los mismos flujos de calor. La Figura 9 permite observar de mejor manera el comportamiento mencionado anteriormente, donde a mayor número de Reynolds la generación de entropía térmica es menor, siendo de mayor relevancia a mayores alturas en el canal.

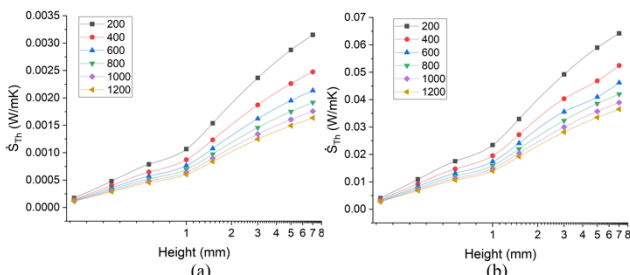


Figura 9. Generación de entropía térmica respecto a la altura del canal (a) 10.000 W/m² y (b) 50.000 W/m².

El conocer el comportamiento de la generación de entropía térmica es de suma importancia en sistemas de disipación de calor, como lo son los microcanales y minicanales, observándose el mismo comportamiento para diferentes flujos de calor. Para hacer una correcta selección de la altura del canal que se utilizará como sistema de remoción de calor, se deben analizar en conjunto la generación de entropía térmica y la generación de entropía friccional, por lo que a

continuación, se analizará el comportamiento de la generación de entropía total, la cual corresponde a la suma de ambas contribuciones.

Con respecto a la generación de entropía total del sistema, se puede observar que existen diferencias entre los comportamientos expuestos al modificar el flujo de calor de 10.000 a 50.000 W/m². En la figura 10 se presenta el comportamiento de la generación de entropía total con respecto al número de Reynolds para cada uno de los canales de estudio, en dicha figura se exhibe que para el flujo de calor de 10.000 W/m², el microcanal más pequeño (MCH-1) presenta una gran generación de entropía total cuando se analizan los números de Reynolds más altos, debido a la dificultad de mover una gran cantidad de fluido por un espacio tan pequeño, por ende la componente friccional de la generación de entropía aumenta exponencialmente haciendo a este microcanal la peor elección para remover un bajo flujo de calor, mientras tanto, si observamos el mismo canal para el flujo de calor de 50.000 W/m², la generación de entropía térmica es tan grande que ocupa a la generación de entropía friccional, por lo que se vuelve una opción para ser utilizado en flujos de calor de mayor magnitud, mientras que los microcanales MCH-2 y MCH-3 presentan el mismo comportamiento de manera menos marcada. Para el caso de los canales de tamaño intermedio (MCN-1 y MCN-2), se puede observar que el comportamiento de la generación de entropía total, es el mismo que el presentado en la generación de entropía térmica, debido a que la componente asociada a la entropía friccional es mínima (<1%), por último, para el caso de los minicanales de mayor tamaño (MCN-3, MCN-4 y MCN-5) la influencia de la generación de entropía friccional vuelve a ser relevante, observándose su implicancia principalmente en el caso del flujo de calor de 10.000 W/m², mientras que en el caso del flujo de calor de 50.000 W/m², su influencia vuelve a ser opacada, aportando menos de 5% en la generación de entropía total.

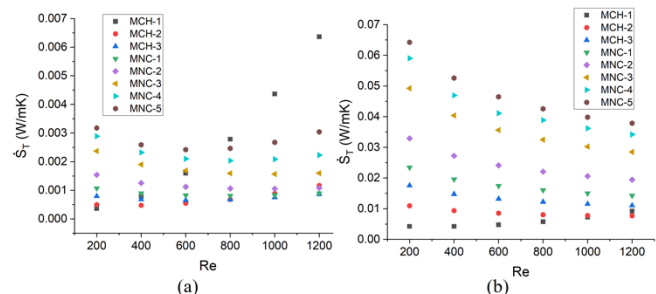


Figura 10. Generación de entropía total del sistema respecto al número de Reynolds (a) 10.000 W/m² y (b) 50.000 W/m².

En la Figura 10 se puede observar que, para cada canal de estudio, existe un número de Reynolds capaz de minimizar la generación de entropía, en la Tabla 6 se presentan los Reynolds para cada uno de los canales, los cuales fueron obtenidos mediante la modelación de

la generación de entropía mediante un modelo polinomial de segundo grado.

Tabla 6. Número de Reynolds que minimizan la generación de entropía total para los canales de estudio.

Canal	Re para los distintos flujos	
	10.000 W/m ²	50.000 W/m ²
MCH-1	200.0000	290.1919
MCH-2	331.3179	1055.7709
MCH-3	639.2031	1167.1570
MCN-1	807.8083	1186.6900
MCN-2	930.1478	1191.0378
MCN-3	943.5743	1183.1699
MCN-4	840.5553	1218.9548
MCN-5	709.6458	1149.5707

Para el caso del flujo de calor de 50.000 W/m², se requieren altos números de Reynolds debido al gran flujo de calor que debe removerse, mientras que al analizar el flujo de calor de 10.000 W/m², existe un equilibrio entre el apartado de la fricción causada por el movimiento del flujo y la transferencia de calor.

Por último, se realiza un análisis cuantitativo sobre la generación de entropía total con el fin de determinar cuál es la altura óptima del canal, por lo que en la Figura 11 se presenta la generación de entropía total respecto a la altura de los canales, para cada uno de los números de Reynolds de estudio. En dicha figura se exhibe que para un flujo de calor de 10.000 W/m², el microcanal más pequeño (MCH-1) presenta una generación de entropía sumamente influenciada por el número de Reynolds, mientras que el mismo canal presenta una agrupación de sus datos al analizar el caso de los 50.000 W/m², presentando una diferencia porcentual entre el Re=200 y Re=1200 de 1962.60% y 117.68%, respectivamente, para cada flujo de calor. Por ende, el microcanal MCH-1 queda descartado como la mejor altura de microcanal, o al menos para bajos flujos de calor, debido a su aumento en la generación de entropía. En el caso del flujo de calor de 50.000 W/m², la generación de entropía es una de las menores con respecto a los otros canales de estudio, pero el microcanal MCH-2 presenta una menor generación de entropía en números de Reynolds altos, presentando una diferencia porcentual entre el canal MCH-1 y MCH-2 de 20.36% para un Re=1200, convirtiéndose éste último en el canal con menor generación de entropía total para un flujo de calor de 50.000 W/m², presentando diferencias con respecto al canal MCH-3, MCN-1, MCN-2, MCN-3, MCN-4 y MCN-5 de 43.84%, 85.89%, 153.65%, 271.63%, 346.08% y 394.03%, respectivamente para un Re=1200. El número de Reynolds seleccionado es el de 1200, debido a que es el número que minimiza la generación de entropía en el caso del flujo de calor de 50.000 W/m² como indica Tabla 6, y además maximiza la transferencia de calor por convección, la cual es la finalidad de la aplicación de microcanales como sistema de disipación de calor. Con respecto al flujo de calor de 10.000 W/m², se debe realizar nuevamente el

análisis, debido a que, para flujos de calor distintos, la altura óptima de los canales será distinta, como se exhibe en la Figura 11.

Para el flujo de calor de 10.000 W/m² el microcanal MCH-3 y el minicanal MCN-1 presentan las menores generaciones de entropía, presentando los mismos órdenes de magnitud para cada uno de los números de Reynolds, esto debido a la baja influencia del apartado friccional en la generación de entropía total. Las diferencias porcentuales entre el Re=200 y Re=1200 para el canal MCH-3 y MCN-1, corresponden a 8.60% y 16.32%, respectivamente. A pesar de que los resultados sean similares, el microcanal MCH-3 minimiza la generación de entropía total, siendo la mejor opción para el flujo de calor de 10.000 W/m², presentando diferencias porcentuales con los canales MCH-1, MCH-2, MCN-1, MCN-2, MCN-3, MCN-4 y MCN-5 de 670.45%, 35.32%, 3.82%, 25.22%, 85.13%, 158.06% y 251.83%, respectivamente, para un Re=1200. A pesar de que el microcanal MCH-3, sea el canal que minimiza la generación de entropía total, el minicanal MCN-1, presenta resultados similares (3.82%), siendo un canal que requiere de menor tecnología para ser fabricado, por lo que sigue siendo una gran opción para ser utilizado en aplicaciones de flujos de calor menores a 10.000 W/m².

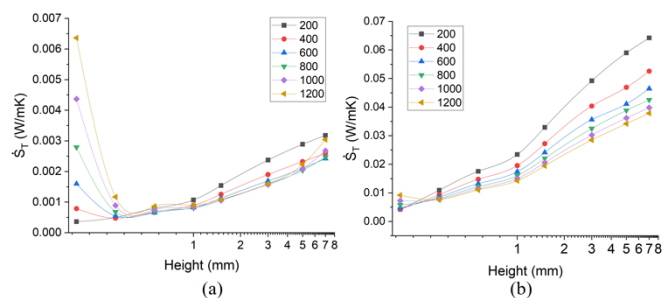


Figura 11. Generación de entropía total del sistema respecto a la altura del canal (a) 10.000 W/m² y (b) 50.000 W/m².

2.8 Conclusiones

A lo largo de este trabajo se realizó un estudio numérico a 3 microcanales y 5 minicanales, obteniendo las componentes necesarias para determinar la generación de entropía total y mediante su minimización, calcular la altura óptima del canal que será utilizado para remover calor. Los principales descubrimientos de este trabajo son:

- La minimización en la generación de entropía es una herramienta útil para obtener canales eficientes, debido que contrasta el apartado friccional con el apartado térmico, ya que el apartado friccional se vuelve sumamente relevante en microcanales pequeños y minicanales grandes, debido a la dificultad de transportar el fluido.
- No existe una altura que sea óptima para todos los casos de flujo de calor, para remover flujos de calor de 10.000 W/m², los canales óptimos corresponden a microcanales de gran tamaño o

minicanales pequeños (MCH-3 y MCN-1), mientras que, para flujos de calor mayores, como lo son 50.000 W/m², los microcanales de menor tamaño son los que presentan el tamaño óptimo (MCH-1 y MCN-2).

- A pesar de que hay los microcanales de menor tamaño minimizan la generación de entropía, lo que les permite ser considerado como los microcanales óptimos, es importante recalcar que la fabricación de ellos se vuelve más compleja, en especial su fabricación en masa para posterior aplicación industrial, por lo que se debe realizar un análisis de factibilidad económica.
- Los microcanales y minicanales son dispositivos que pueden ser utilizados en diversas áreas de la industria, siendo capaces de remover altas tasas de calor en zonas reducidas, disminuyendo las temperaturas de componentes electrónicos otorgándoles una mayor vida útil, lo cual se traduce en una menor contaminación debido a los equipos electrónicos, por lo que es de suma importancia conocer cuál es el canal óptimo para las diversas aplicaciones.

2.9 Agradecimientos

Agradecimientos a la vicerrectoría de Postgrado de la universidad de Santiago de Chile por la beca de apoyo a la investigación, al departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Santiago de Chile por la Beca Interna Dimec y al proyecto Código 052216VC_DAS, dirección de Investigación, Científica y Tecnológica, DICYT, Universidad de Santiago de Chile.

3. Referencias

- [1] OUTLOOK, BP Energy. 2019. 2019 edition. London, United Kingdom 2019.
- [2] LEE, Jaeseon y MUDAWAR, Issam. 2008. Fluid flow and heat transfer characteristics of low temperature two-phase microchannel heat sinks—Part 1: Experimental methods and flow visualization results. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 51, no. 17-18, pp. 4315-4326.
- [3] REECE, D. y HUSS, R. 1979. The Standard Electronic Modules Program. *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*. Vol. 2, no. 4, pp. 491-499. Disponible desde DOI: 10.1109/TCHMT.1979.1135482.
- [4] DARVANJOOGHI, Mohammad Hossein Karimi y ESFAHANY, Mohsen Nasr. 2016. Experimental investigation of the effect of nanoparticle size on thermal conductivity of insitu prepared silica-ethanol nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol. 77, pp. 148-154. Disponible desde DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.08.001.
- [5] TUCKERMAN, David B y PEASE, Roger Fabian W. 1981. High-performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron device letters*. Vol. 2, no. 5, pp. 126-129. DOI: 10.1109/EDL.1981.25367
- [6] TIWARI, Ratnesh; ANDHARE, Rohit S; SHOOSHTARI, Amir y OHADI, Michael. 2019. Development of an additive manufacturing enabled compact manifold microchannel heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 147, pp. 781-788. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.10.122.
- [7] KANDLIKAR, Satish G y GRANDE, William J. 2003. Evolution of microchannel flow passages - thermohydraulic performance and fabrication technology. *Heat transfer engineering*. Vol. 24, no. 1, pp. 3-17. DOI: 10.1080/01457630304040.
- [8] IBÁÑEZ, Guillermo, et al. Optimum slip flow based on the minimization of entropy generation in parallel plate microchannels. *Energy*, 2013, vol. 50, p. 143-149.
- [9] SOHEL, M. R., et al. Analysis of entropy generation using nanofluid flow through the circular microchannel and minichannel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2013, vol. 46, p. 85-91.
- [10] BIANCO, Vincenzo; NARDINI, Sergio; MANCA, Oronzio. Enhancement of heat transfer and entropy generation analysis of nanofluids turbulent convection flow in square section tubes. *Nanoscale research letters*, 2011, vol. 6, no 1, p. 1-12.
- [11] PAK, Bock Choon; CHO, Young I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer an International Journal*, 1998, vol. 11, no 2, p. 151-170.
- [12] KANDLIKAR, Satish G; SCHMITT, Derek; CARRANO, Andres L y TAYLOR, James B. 2005. Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in minichannels. *Physics of Fluids*. Vol. 17, no. 10, pp. 100606. DOI: 10.1063/1.1896985.
- [13] CHENG, YJ. 2007. Numerical simulation of stacked microchannel heat sink with mixing-enhanced passive structure. *International communications in heat and mass transfer*. Vol. 34, no. 3, pp. 295-303.
- [14] MEHENDALE, SS; JACOBI, AM y SHAH, RK. 2000. Fluid flow and heat transfer at micro and meso scales with application to heat exchanger design. DOI: doi.org/10.1115/1.3097347.
- [15] MANAY, Eyuphan; AKYUREK, Eda Feyzay SAHIN, Bayram. 2018. Entropy generation of nanofluid flow in a microchannel heat sink. *Results in Physics*. Vol. 9, pp. 615-624. DOI: 10.1016/j.rinp.2018.03.013.
- [16] COTTA, Renato Machado; KNUPP, Diego C y NAVEIRA-COTTA, Carolina P. *Analytical heat and fluid flow in microchannels and microsystems*. Springer, 2016.
- [17] LOZANO-STEINMETZ, Felipe, et al. The Effect of Ag-Decoration on rGO/Water Nanofluid Thermal

Conductivity and Viscosity. *Nanomaterials*, 2022, vol. 12, no 7, p. 1095.

[18] PALM, Samy Joseph; ROY, Gillesy NGUYEN, Cong Tam. 2006. Heat transfer enhancement with the use of nanofluids in radial flow cooling systems considering temperature-dependent properties. *Applied thermal engineering*. Vol. 26, no. 17-18, pp. 2209-2218.

[19] NGUYEN, CT; DESGRANGES, F; GALANIS, N; ROY, G; MARE, Thierry; BOUCHER, S y MINTSA, H Angue. 2008. Viscosity data for Al₂O₃–water nanofluid—hysteresis: is heat transfer enhancement using nanofluids reliable. *International journal of thermal sciences*. Vol. 47, no. 2, pp. 103-111.

[20] ZOGRAFOS, Antonios I; MARTIN, William A y SUNDERLAND, J Edward. 1987. Equations of properties as a function of temperature for seven fluids. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. Vol. 61, no. 2, pp. 177-187.

[21] HO, Ching-Jenqy CHEN, WC. 2013. An experimental study on thermal performance of Al₂O₃/water nanofluid in a minichannel heat sink. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 50, no. 1, pp. 516-522.

[22] MORAVEJI, Mostafa Keshavarz y ARDEHALI, Reza Mohammadi. 2013. CFD modeling (comparing single and two-phase approaches) on thermal performance of Al₂O₃/water nanofluid in minichannel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol. 44, pp. 157-164.

[23] UYSAL, CUNEYT; GEDIK, E. y CHAMKHA, AJ. 2019. A numerical analysis of laminar forced convection and entropy generation of a diamond Fe₃O₄/water hybrid nanofluid in a rectangular minichannel. *J. Appl. Fluid Mech*. Vol. 12, no. 2, pp. 391-402.

[24] KREITH, Frank y MANGLIK, Raj M. *Principles of heat transfer*. Cengage learning, 2016.

[25] MARTÍNEZ, Víctor A., et al. Thermal characterization and stability analysis of aqueous ZnO-based nanofluids numerically implemented in microchannel heat sinks. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021, vol. 22, p. 100792.

[26] LEE, Poh-Seng; GARIMELLA, Suresh V. Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios. *International journal of heat and mass transfer*, 2006, vol. 49, no 17-18, p. 3060-3067.

[27] BEJAN, Adrian. *A study of entropy generation in fundamental convective heat transfer*. 1979.

[28] BEJAN, Adrian. *Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture*. *International journal of energy research*, 2002, vol. 26, no 7.