



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE LA FORMA DE SECCIÓN DE LOS
MICROCANALES EN UN DISIPADOR DE CALOR

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERA CIVIL MECÁNICA

CATALINA ESTEFANÍA PEÑA OYARZÚN

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

SANTIAGO DE CHILE
2021

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERA CIVIL MECÁNICA
POR: CATALINA ESTEFANÍA PEÑA OYARZÚN
FECHA: 2021
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE LA FORMA DE SECCIÓN DE LOS MICROCANALES EN UN DISIPADOR DE CALOR

Los avances tecnológicos de la década pasada han permitido que los computadores y otros equipos similares tengan un potencial de trabajo más alto al ir reduciendo su tamaño físico. Este fenómeno fue anticipado por el Doctor Moore de Intel Corporation, conociéndose después como la Ley de Moore. Sin embargo, este mayor potencial trae consigo un nuevo dilema: como hacer que los equipos no se sobrecalienten. Este es un tema importante, ya que si no se controla podría dañar componentes y/o acortar la vida útil de éstos.

Como solución a este problema, se propuso en el año 1981 un sistema de microcanales de tamaño total bastante reducido (área de 1cm^2) que utiliza agua como refrigerante para disipar el calor de los componentes electrónicos. Posteriormente, distintos investigadores evolucionan la idea inicial del disipador de microcanales, aplicando mejoras típicamente utilizadas en intercambiadores de calor, como la adición de aletas para la generación de vórtices, o el uso de nanofluidos para aumentar la conductividad térmica del sistema. Además, se proponen distintos diseños para los microcanales, como los canales hexagonales, trapezoidal, entre otros, reemplazando la sección inicial rectangular. La configuración de los microcanales también ha sido investigada y se comienza a buscar un diseño no recto, que rompa con la continuidad de la capa límite térmica y que al mismo tiempo no represente una caída de presión abrupta.

En este trabajo, se estudia como la sección transversal de los microcanales y el fluido utilizado como refrigerante influyen en canales tanto rectos como no rectos en tres secciones diferentes: rectangular, trapezoidal y con fondo semicircular. Se realizan entonces simulaciones fluidodinámicas de 9 distintas configuraciones alterando la curvatura de los canales -trabajadas en Autodesk Inventor-, la velocidad de trabajo del refrigerante dentro del dispositivo, y el fluido de trabajo (agua y un nanofluido de 2% de fracción en volumen de alúmina en agua). Se simulan los distintos diseños con aluminio como material de elaboración y plástico policarbonato como placa aislante superior. Las simulaciones numéricas se realizan en la plataforma Ansys Fluent.

Dentro de las conclusiones principales se encuentra primero que existe una sutil influencia de la forma de la sección transversal, presentando un mejor comportamiento la sección con fondo semicircular con un aumento del 1.3% en el coeficiente de transferencia de calor y una disminución del 1.2% en la caída de presión respecto a la sección rectangular. Este resultado no varía considerablemente al cambiar la curvatura del canal. Por otra parte, alterar la curvatura del canal es la estrategia estudiada con mayor influencia, contando con los modelos con más altos factores de funcionamiento (1.46 y 1.52 para los canales curvos de $\lambda = 17,9[\text{mm}]$ y $\lambda = 11,2[\text{mm}]$, respectivamente). Finalmente, el uso de nanofluidos presenta un aumento promedio del 11% de coeficiente de transferencia, aunque, considerando las desventajas de sedimentación y desgaste junto al aumento considerable de caída de presión, podría no ser preferible.

Dedicado a mi familia y amigos, por su apoyo desinteresado.

Agradecimientos

Existen muchas personas que me han inspirado a llegar hasta donde estoy, que me han apoyado y ayudado a lo largo de esta travesía. Me gustaría comenzar agradeciendo a mi madre Marcela Oyarzún quien desde pequeña me inculcó la importancia de educarse junto con ser independiente, y también a mi padre Juan Carlos Peña quien me presentó la carrera de ingeniería civil mecánica y me enseñó lo valioso que es la perseverancia; es a ellos que debo lo soy ahora. Agradezco a mis hermanas, hermano y padrastro -Francisca, Paz, Daniel y Patricio- quienes me han apoyado, enseñado y soportado durante todos estos años. También a mis abuelos, tía, y primos -Carlos, Margarita, Patricia, Miguel, Nicolás y Camilo- quienes residen actualmente en el extremo sur de Chile, y a pesar de ello, siguen estando presentes en mi día a día. Quiero agradecer a mis profesores por su compromiso en nuestra formación; en particular, al profesor Álvaro Valencia, por su paciencia, dedicación y consejos en la realización de este trabajo. También agradezco a mis compañeros, con los que he aprendido, reído, sufrido y desvelado a su lado; me gustaría hacer una mención especial a Paula Pinto, Leonardo Garrido, Paula Silva, Matías Peralta, Tiare Pérez y Mauricio Muñoz, los que en distintas ocasiones han dedicado su tiempo a orientarme y escucharme de forma desinteresada. Finalmente, quiero agradecer a mis amigos, Matías Muñoz, Daniel Hurtado y WenHsia Fan; a pesar de vernos poco, se puede contar con ellos para compartir mis pensamientos y también para tener ese toque de locura que enriquece la vida.

Tabla de Contenido

Introducción	1
0.1. Motivación	1
0.2. Objetivos	2
0.2.1. Objetivo general	2
0.2.2. Objetivos específicos	2
0.3. Alcance	2
1. Antecedentes Específicos	3
1.1. Dispositivos de enfriamiento con microcanales	3
1.2. Diseños y estudios previos	3
1.2.1. Diseño de microcanales	4
1.2.2. Material de elaboración	6
1.2.3. Fluido utilizado como refrigerante	6
1.2.4. Correlaciones relevantes	7
1.2.5. Desarrollo del flujo dentro del canal	7
1.3. Ecuaciones dominantes	9
2. Descripción de Modelos	12
2.1. Modelo de validación	12
2.2. Modelos de estudio	13
2.2.1. Canales rectos	14
2.2.2. Canales curvos	15
2.3. Condiciones de borde	17
2.4. Caracterización de los materiales utilizados	18
2.5. Método numérico	22
2.6. Parámetros para el análisis numérico	22
3. Metodología	24
4. Resultados y Análisis	26
4.1. Validación de los modelos	26
4.2. Independencia de malla	29
4.3. Modelos de estudio	31
4.3.1. Análisis de la transferencia de calor en los modelos	31
4.3.2. Análisis de la caída de presión en los modelos	47
4.3.3. Análisis comparativo	50

5. Discusión y conclusiones	56
Bibliografía	59
Anexos	62
A. Tablas de valores de viscosidad dinámica	63
A.1. Agua pura	63
A.2. Nanofluido	65
B. Resultados de las simulaciones realizadas en Ansys Fluent y cálculos posteriores	67
B.1. Coeficiente de transferencia	67
B.2. Caída de presión	68
B.3. Número de Nusselt	69
B.4. Factor de fricción	70
B.5. Potencia de bombeo necesaria	71
B.6. Factor de funcionamiento	72
B.7. Balance de energía	73

Índice de Tablas

2.1.	Medidas del canal para el modelo de validación.	13
2.2.	Valor de las propiedades de los metales utilizados en Ansys Fluent para realizar las simulaciones.	19
2.3.	Valor de las propiedades del plástico policarbonato utilizado en Ansys Fluent para realizar las simulaciones.	20
2.4.	Valor de las propiedades del agua como refrigerante en Ansys Fluent para realizar las simulaciones.	20
2.5.	Valor de las propiedades del nanofluido como refrigerante en Ansys Fluent para realizar las simulaciones.	21
4.1.	Resultados de la validación para la caída de presión y la diferencia de temperatura del fluido a lo largo del canal.	26
4.2.	Resultados de la validación para la medición de cuatro termocuplas a lo largo del canal.	28
4.3.	Valores promedios y críticos de los factores de calidad de malla.	29
4.4.	Valores de caída de presión junto a los errores porcentuales obtenidos para las distintas mallas estudiadas.	29
4.5.	Valores de cambio de temperatura del fluido refrigerante junto a los errores porcentuales obtenidos para las distintas mallas estudiadas.	30
4.6.	Valores de las mediciones de cuatro termocuplas a lo largo del canal junto a los errores porcentuales obtenidos para las distintas mallas estudiadas.	30
4.7.	Valores de diámetro hidráulico y número de Reynolds calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo de entrada (5.0, 3.5, 2.0 y 0,75 [m/s]).	32
4.8.	Valores del área de transferencia total en las 9 geometrías estudiadas en mm^2	37
A.1.	Datos experimentales del valor de la viscosidad dinámica del agua para distintas temperaturas (Continúa).	63
A.2.	Datos experimentales del valor de la viscosidad dinámica del agua para distintas temperaturas (Fin).	64
A.3.	Datos experimentales del valor de la viscosidad dinámica del nanofluido para distintas temperaturas (Continúa).	65
A.4.	Datos experimentales del valor de la viscosidad dinámica del nanofluido para distintas temperaturas (Fin).	66

B.1. Valores de coeficiente de transferencia de calor usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	67
B.2. Valores de coeficiente de transferencia de calor usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	68
B.3. Valores de caída de presión usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	68
B.4. Valores de caída de presión usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	69
B.5. Valores del número de Nusselt usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	69
B.6. Valores del número de Nusselt usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	70
B.7. Valores del factor de fricción usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	70
B.8. Valores del factor de fricción usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	71
B.9. Valores de la potencia de bombeo necesaria usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	71
B.10. Valores de la potencia de bombeo necesaria usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	72
B.11. Valores del fator de funcionamiento usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	72
B.12. Valores del factor de funcionamiento usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.	73
B.13. Valores de energía transferida usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo (ecuación 1.18).	73
B.14. Valores de la energía transferida usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo (ecuación 1.18).	74

Índice de Ilustraciones

1.	Gráfico de densidad de potencia que se requiere disipar para distintos propósitos[3].	1
1.1.	Ilustración de la propuesta realizada por Tuckerman y Pease para un disipador de calor de $1 [cm^2]$ de área de sustrato para circuitos integrados. Según su trabajo, utilizando agua como refrigerante, las dimensiones óptimas serían las siguientes: $H=365 [\mu m]$, $ww = wc = 57 [\mu m]$ [2].	4
1.2.	Imagen de los MCHS fabricados en el estudio experimental de Khoshvaght-Aliabadi, Sahamiyan, Hesampour, y Sartipzadeh [10].	5
1.3.	Modelos realizados por Chamanroy y Khoshvaght-Aliabadi en su estudio de minicanales con aletas planas y curvas [12].	5
1.4.	Diagrama de las tres formas de desarrollo de un flujo laminar en un canal o tubo [18].	8
2.1.	Esquema de un canal del disipador elaborado por Qu y Mudawar	12
2.2.	Disposición del módulo de prueba elaborado por Qu y Mudawar.	13
2.3.	Las secciones transversales aplicadas a los casos de estudio. La sección rectangular (izquierda), con fondo semicircunferencial (centro) y la trapezoidal (derecha). Todas las medidas están en milímetros.	14
2.4.	Canal recto con sección rectangular.	14
2.5.	Vista superior de los canales curvos para los casos de estudio. Todas las medidas están en milímetros.	15
2.6.	Canal curvo de longitud de onda de $17.906 [mm]$	15
2.7.	Canal curvo de longitud de onda de $11.191 [mm]$	16
2.8.	Ejemplo de modelo físico completo del microcanal, junto a una cubierta de plástico superior.	17
2.9.	Vista lateral del modelo computacional completo. Se hace un detalle alrededor del canal por donde pasa el fluido utilizado como refrigerante.	19
3.1.	Diagrama de flujos impuesto para la realización del presente trabajo investigativo.	24
4.1.	Gráfico comparativo de los resultados obtenidos por la experimentación y la simulación de validación para la caída de presión a lo largo del canal.	27
4.2.	Gráfico comparativo de los resultados obtenidos por la experimentación y la simulación de validación para la temperatura de salida del fluido del canal.	27

4.3. Gráfico comparativo de los resultados obtenidos por la experimentación y la simulación de validación para las mediciones de las termocuplas dispuestas a lo largo del canal.	28
4.4. Vistas de la malla electa para realizar los modelos en un canal de sección rectangular.	31
4.5. Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a 0,4 [mm] de la entrada.	32
4.6. Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a 4 [mm] de la entrada.	33
4.7. Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a 12 [mm] de la entrada.	33
4.8. Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a 25 [mm] de la entrada.	34
4.9. Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a 44,4 [mm] de la entrada.	34
4.10. Contorno de temperatura en distintas posiciones a lo largo del canal recto con sección rectangular, velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante.	35
4.11. Contorno de temperatura en distintas posiciones a lo largo del canal recto con sección semicircular, velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante.	36
4.12. Contorno de temperatura en distintas posiciones a lo largo del canal recto con sección trapezoidal, velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante.	36
4.13. Gráfico comparativo de los resultados obtenidos de coeficiente de transferencia de calor a lo largo del canal respecto el área total de transferencia para cada una de las velocidades estudiadas en los canales rectos utilizando agua como refrigerante.	38
4.14. Comparación del coeficiente de transferencia de calor respecto al número de Reynolds para las distintas curvaturas usando agua como refrigerante.	39
4.15. Ilustración de las líneas de flujo para el canal recto y los dos curvos estudiados, con sección transversal rectangular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].	40
4.16. Gráfico de coeficiente de transferencia local a lo largo del canal recto, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].	41
4.17. Gráfico de coeficiente de transferencia local a lo largo del canal con curvatura $\lambda = 17,9[mm]$, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].	41
4.18. Gráfico de coeficiente de transferencia local a lo largo del canal con curvatura $\lambda = 11,2[mm]$, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].	42
4.19. Gráfico comparativo de coeficiente de transferencia local a lo largo de los tres canales con distintas curvaturas, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].	42

4.20. Gráfico de temperatura de la interfaz solido-líquido local a lo largo del canal recto, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].	43
4.21. Gráfico de temperatura de la interfaz solido-líquido local a lo largo del canal con curvatura $\lambda = 17,9[mm]$, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].	43
4.22. Gráfico de temperatura de la interfaz solido-líquido local a lo largo del canal con curvatura $\lambda = 11,2[mm]$, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].	44
4.23. Gráfico comparativo de temperatura de la interfaz solido-líquido local a lo largo de los tres canales con distintas curvaturas, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].	44
4.24. Ilustración de los puntos de curvaturas de los canales con $\lambda = 17,9[mm]$ y $\lambda = 11,2[mm]$, destacados con círculos rojos.	45
4.25. Comparación del número de Nusselt respecto al número de Reynolds para los canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$	46
4.26. Comparación de la caída de presión respecto al número de Reynolds para los canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$	47
4.27. Comparación de la potencia de bombeo respecto al número de Reynolds para los canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$	47
4.28. Comparación de la caída de presión respecto al número de Reynolds para las distintas curvaturas utilizando agua como refrigerante.	48
4.29. Comparación del factor de fricción respecto al número de Reynolds para los canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$	49
4.30. Cambio de coeficiente de transferencia de calor respecto a la potencia de bombeo requerida para las tres secciones de canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$	50
4.31. Cambio de coeficiente de transferencia de calor respecto a la potencia de bombeo requerida para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$	51
4.32. Cambio de factor de funcionamiento respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$	52
4.33. Cambio de factor de funcionamiento respecto al número de Reynolds para todos los modelos con sección con fondo semicircular (NF = nanofluido).	52
4.34. Comparación de los valores de Nusselt obtenidos por los modelos y los obtenidos por las correlaciones respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 17,9 [mm]$	53
4.35. Comparación de los valores de Nusselt obtenidos por los modelos y los obtenidos por las correlaciones respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$	54
4.36. Comparación de los valores de factor de funcionamiento obtenidos por los modelos y los obtenidos por las correlaciones respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 17,9 [mm]$	54
4.37. Comparación de los valores de factor de funcionamiento obtenidos por los modelos y los obtenidos por las correlaciones respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$	55

Introducción

0.1. Motivación

El año 1965, el Doctor Moore de Intel Corporation realizó una predicción sobre el aumento de cantidad de transistores en sistemas de circuitos integrados (industria VLSI - Very Large Scale Integration), estableciendo que se duplicarían cada 18 meses en un mismo espacio físico. A lo largo de los años, se ha probado que este comportamiento se cumple, y se le conoce como la ley de Moore, logrando obtener procesadores que miden menos de $22 [nm]$. Este avance ha permitido que los aparatos electrónicos puedan reducir su tamaño con el paso de los años sin arriesgar la capacidad del procesador. Sin embargo, junto con esto, también se ha presentado el problema de la disipación de calor al permitir más potencial en un solo chip [1]. Frente a la necesidad de enfriar diversos artefactos de forma eficiente en estos circuitos integrados, Tuckerman y Pease en el año 1981 introducen la idea de artefactos disipadores de calor pequeños, con un área de enfriamiento de $1 [cm^2]$, utilizando canales micrométricos para el paso del fluido refrigerante [2]. A partir de este avance, muchos se han interesado en perfeccionar su diseño para hacerlo aun más práctico a la realidad tecnológica actual, en particular por la gran demanda de disipación energética que tienen algunos de ellos, como el proceso de VLSI ya mencionado, que alcanza un flujo de calor de $80 [W/cm^2]$ que debe ser disipado [3].

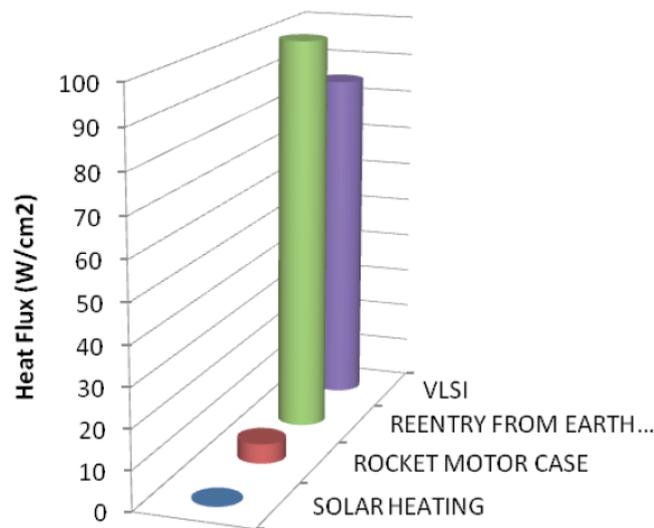


Figura 1: Gráfico de densidad de potencia que se requiere disipar para distintos propósitos[3].

Los puntos principales que son explorados para este propósito son la forma de los microcanales, el material de elaboración, el fluido utilizado como refrigerante, la velocidad del refrigerante por los microcanales y la caída de presión dentro del dispositivo. Existen diversas investigaciones que estudian estos temas presentando gran cantidad de diseños, buscando la mejor alternativa para aumentar la transferencia de calor con una caída de presión apropiada.

0.2. Objetivos

0.2.1. Objetivo general

Estudiar la influencia de la sección transversal y tipo de fluido en el comportamiento general de disipadores de calor de alta densidad de potencia térmica con microcanales rectos y no rectos en base a modelos computacionales.

0.2.2. Objetivos específicos

1. Estudiar la influencia de la sección en un tipo de canal específico en la transferencia de calor y caída de presión del canal.
2. Estudiar la influencia del cambio de curvatura del canal en la transferencia de calor y caída de presión.
3. Estudiar el comportamiento de un nanofluidos en relación a la transferencia de calor y caída de presión a lo largo del canal.
4. Realizar un análisis comparativo de las distintas configuraciones electas en relación tanto a la transferencia de calor y la caída de presión en cada una de ellas.
5. Establecer cual es la configuración con mejor comportamiento general.

0.3. Alcance

Este estudio se realiza a partir exclusivamente de modelos computacionales calculados por medio del software Ansys Fluent. Para ello, se utiliza un trabajo experimental para validar el modelo básico de este tipo de geometría [4]. El acercamiento numérico comprobado con la validación se extiende al resto de los modelos estudiados. Para esto, se considera entonces:

- Los modelos numéricos son exclusivamente del sector de los canales del disipador de calor, debido a que el enfoque de esta investigación se refiere a lo que ocurre en ese sector.
- Se modela un único canal, por motivos de ahorro de recursos computacionales, de forma que pueda extenderse el comportamiento a varios canales dispuestos en forma paralela.
- Se estudian nueve geometrías distintas, variando la curvatura y la sección transversal del canal.
- Se estudian dos fluidos distintos: agua y un nanofluido de 2% de fracción en volumen de nanopartículas de alúmina en agua.
- Se considera que el fluido es incompresible, estable y con propiedades constantes (excepto la viscosidad dinámica), con un flujo laminar.

Capítulo 1

Antecedentes Específicos

1.1. Dispositivos de enfriamiento con microcanales

Los dispositivos de enfriamiento con microcanales, o MCHS (por su sigla en inglés: Micro-Channel Heat Sink) son componentes que permiten transferir energía térmica, en los que el flujo de refrigerante se moviliza en un canal de anchura micrométrica. Actualmente se utilizan como sistema de enfriamiento de diversos elementos electrónicos, que aprovechan su tamaño compacto y disipación de alta densidad de potencia térmica. Estos dispositivos pueden ser clasificados como de una o dos fases, si es que dentro de los canales el líquido refrigerante mantiene su estado líquido o si entra en ebullición, respectivamente [5]. La idea de utilizar microcanales fue planteada inicialmente por Tuckerman y Pease en el año 1981 [6] [2], por la necesidad de disipadores de calor eficientes y compactos para circuitos integrados con gran cantidad de transistores en un solo chip [7]. Así se elabora un modelo de microcanales paralelos, junto a un plato cobertor de un material con baja conductividad térmica, como vidrio o plástico resistente a altas temperaturas (Ver Figura 1.1).

Comparándolo con los intercambiadores de calor convencionales, la utilización de una estructura en base a microcanales ha demostrado tener un aumento en cantidad de energía transferida, al igual que la caída de presión, por la estrechez de los canales. Por ello, se han realizado diversas investigaciones y experimentos para determinar el diseño óptimo para este tipo de artefactos, permitiendo evolucionar la propuesta inicial realizada por Tuckerman y Pease.

1.2. Diseños y estudios previos

Dentro de las variables de diseño que son investigadas para incrementar la disipación de calor de estos componentes se encuentran el tamaño y la forma de los canales de refrigerante, el material de elaboración, y el fluido utilizado como refrigerante.

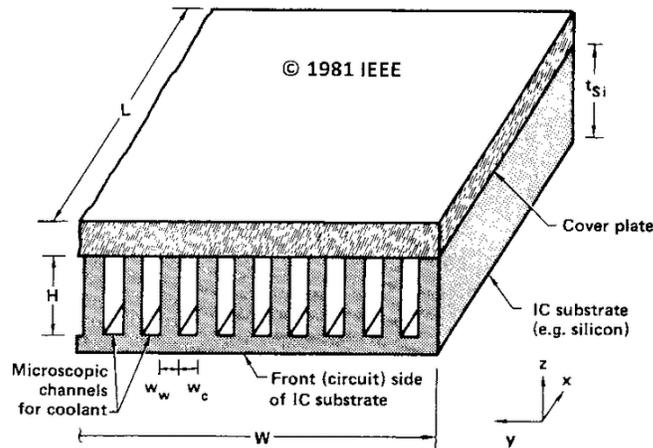


Figura 1.1: Ilustración de la propuesta realizada por Tuckerman y Pease para un disipador de calor de $1 \text{ [cm}^2\text{]}$ de área de sustrato para circuitos integrados. Según su trabajo, utilizando agua como refrigerante, las dimensiones óptimas serían las siguientes: $H=365 \text{ [}\mu\text{m]}$, $w_w = w_c = 57 \text{ [}\mu\text{m]}$ [2].

1.2.1. Diseño de microcanales

Sección transversal del microcanal

En un principio, se diseñaron canales rectos paralelos con una sección transversal rectangular. Con el objetivo de aumentar el área de traspaso de calor dentro de los microcanales, se explora cambiar la forma geométrica de la sección transversal de éstos, por ejemplo a una circular, trapezoidal, cuadrado, o triangular. En general, se prefiere trabajar con una sección cuadrada o rectangular, ya que ha mostrado buenos resultados y es más simple, como se muestra en la investigación numérica de Wang, Chen y Gao [8]; sin embargo, existen otras exploraciones respecto a este tema. En su trabajo [9], Alfaryjat, Mohammed, Adam, Ariffin y Najafabadi, analizan la aplicación de las geometrías de rombo, hexagonal y circular, concluyendo que una geometría hexagonal tienen mejores resultados tanto térmicos como hidráulicos, pero la circular es con la que se obtiene una menor caída de presión.

Patrón de los microcanales

Se investiga el comportamiento del sistema cuando los microcanales no son rectos, como se puede ver en la Figura 1.2, ya que sobre estas superficies no rectas aumenta el mezclado de la capa límite cercana a la superficie, incrementando el coeficiente convectivo.

Khoshvaght-Aliabadi, Sahamiyan, Hesampour, y Sartipzadeh [10], evalúan la transferencia de calor y la caída de presión de cinco diseños fabricados con minicanales con diferentes curvaturas para compararlo con el comportamiento en canales rectos. Los resultados indican que el diseño curvo permite aumentar la transferencia de calor; sin embargo, considerando además la caída de presión, se establece que el punto óptimo es el diseño “SWMCHS at high wave length” de la Figura 1.2. Bajo esta misma lógica, existen otros estudios que revisan canales no rectos, como en el trabajo experimental de Ma, Xia, Zong, Jia, Tang y Zhi [11] que prueban canales con forma de zig-zag concluyendo también que su comportamiento térmico es mejor respecto al canal recto.

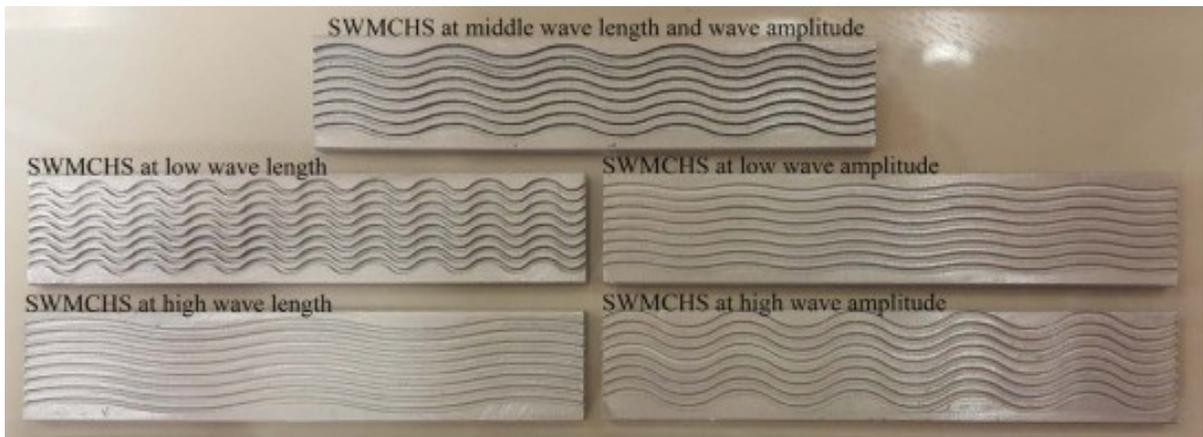


Figura 1.2: Imagen de los MCHS fabricados en el estudio experimental de Khoshvaght-Aliabadi, Sahamiyan, Hesampour, y Sartipzadeh [10].

Otro aspecto importante ampliamente investigado es la generación de vórtices para el mejorar el comportamiento de los intercambiadores de calor, con el uso de aletas dentro del patrón de los canales.

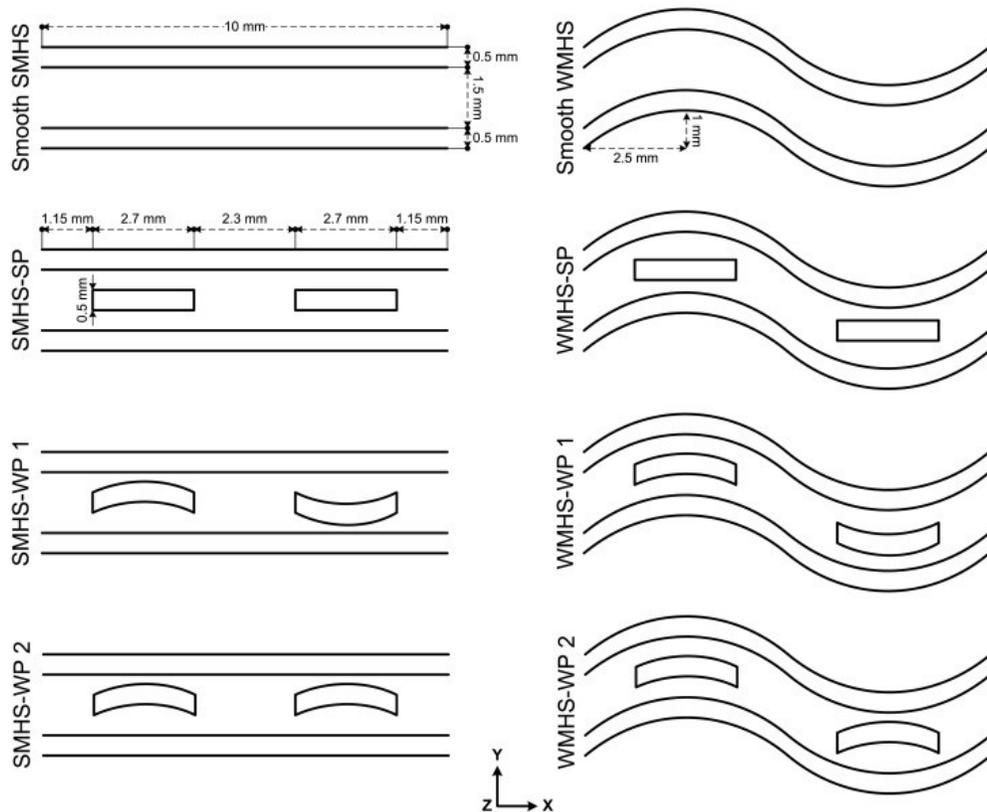


Figura 1.3: Modelos realizados por Chamanroy y Khoshvaght-Aliabadi en su estudio de microminicanales con aletas planas y curvas [12].

Chamanroy y Khoshvaght-Aliabadi [12], realizan un análisis sobre las aletas dentro de los microminicanales analizando los patrones mostrados en la Figura 1.3, concluyendo que los modelos SMHS-SP y WMHS-WP1 son los que tienen mejor evaluación térmica e hidráulica.

1.2.2. Material de elaboración

Para la elaboración de los microcanales se suelen ocupar metales, ya que son materiales con alta conductividad térmica, como cobre y aluminio. A pesar de que el cobre (401 W/m K a 300 K) tiene una conductividad más alta que el aluminio (237 W/m K a 300 K), ambos son utilizados para la fabricación de disipadores de calor [13]. También se explora la utilización de zinc, aunque tenga una conductividad aun menor que la del aluminio.

Las aleaciones de cobre, como latón o bronce, son usadas para la disipación de calor con frecuencia. Sin embargo, para este tipo de aplicaciones se prefiere el cobre con la mayor pureza posible, ya que al añadirle otro producto, el metal rojizo reduce considerablemente su conductividad térmica. [14].

El aluminio -y sus aleaciones- tiene altas ventajas por sobre otros materiales, comenzando por su bajo peso -contrastado con otros materiales- con una alta conductividad térmica. Además, es resistente a la fatiga y mecanizable, aunque las impurezas puedan reducir ligeramente la conductividad. Por otra parte, el uso de aluminio puro corre riesgo de oxidarse y crear una película aislante que entorpezca la transferencia de calor. Otra desventaja que podría presentar es la presencia de porosidades por el proceso de fundición, lo que aumenta la resistencia térmica del material; es posible contrarrestar este problema aplicando un proceso de prensado isostático en caliente [14].

También se consideran las aleaciones de zinc como una alternativa. A pesar de que el valor de la conductividad térmica del zinc es cercano a la mitad del aluminio, sigue teniendo un buen comportamiento conductivo. Estas aleaciones tienen ventajas importantes por sobre el aluminio y el cobre; entre ellas se encuentran fundición sin porosidades y bajo costo para fundición [14].

1.2.3. Fluido utilizado como refrigerante

El modelo propuesto inicialmente por Tuckerman y Pease utilizaba agua como fluido refrigerante [2]. En los experimentos y simulaciones realizadas posteriormente se exploran otros fluidos, algunos con particulados sólidos e incluso aire -que no tendría mejor comportamiento que los líquidos-. En específico, los nanofluidos, líquidos con contenido de partículas nanométricas, son el foco de investigación actual por la gran capacidad que tendrían para transferir el calor [15].

En la investigación realizada por Ijam, Saidur y Ganesan [16], se explora el uso de dos nanofluidos en base a agua: uno incorporando partículas de TiO_2 (27 nm), y otro incorporando partículas de Al_2O_3 (13 nm). Concluyen que la incorporación de Al_2O_3 en un 4 % del fracción en volumen permite aumentar la conductividad térmica del sistema un 11.98 %, mientras con la incorporación de TiO_2 aumenta un 9.97 %. Ambos casos significaron una mejora en cuanto a la transferencia de calor por sobre el líquido base solo. Sin embargo, los nanofluidos presentan desventajas importantes, como el aumento de la caída de presión dentro del sistema, la erosión de los materiales en contacto y la sedimentación dentro del canal.

Es importante señalar que el tamaño del particulado es variado, y sigue sujeto a investigación su influencia en la transferencia de calor en microcanales.

1.2.4. Correlaciones relevantes

Parte importante de los estudios realizados se dedican a corroborar correlaciones que permitan predecir el comportamiento tanto térmico como de fricción dentro del canal. Entre los factores influyentes están el diámetro hidráulico, el número de Reynolds y el desarrollo térmico e hidráulico del flujo.

Khoshvaght-Aliabadi y Sahamiyan estudiaron el funcionamiento de nanofluidos en disipadores con minicanales corrugados, y reportan las siguientes correlaciones universales para el uso del nanofluido Al_2O_3 [17]:

$$Nu = 0,0045Re^{1,1105}Pr^{-0,3544}(1 - \varphi)^{-52,1997}(RLO)^{-0,4195}(RAO)^{-0,5931} \quad (1.1)$$

$$fRe = 0,0003Re^{0,1301}Pr^{-0,2711}(1 - \varphi)^{-16,5937}(RLO)^{-1,65937}(RAO)^{-0,6506} \quad (1.2)$$

$$\eta = 0,0383Re^{0,3793}Pr^{0,3463}(1 - \varphi)^{-49,6685}(RLO)^{0,0021}(RAO)^{-0,3709} \quad (1.3)$$

Donde Nu es el número adimensional de Nusselt, Re el número adimensional de Reynolds, φ la fracción en masa de Al_2O_3 en una solución de agua, RLO y RAO la relación de largo de onda y la relación de amplitud de onda de los canales corrugados. En el mismo documento, se definen RLO y RAO como:

$$RLO = \frac{\lambda}{L} \quad (1.4)$$

$$RAO = \frac{H}{2a} \quad (1.5)$$

Estableciendo L y H como el largo y alto del canal, respectivamente, y λ y a como la longitud y amplitud de la onda característica del canal. Los resultados experimentales obtenidos muestran concordancia con las fórmulas mencionadas.

1.2.5. Desarrollo del flujo dentro del canal

Otro punto importante para tener en consideración en el estudio y diseños de microcanales son las longitudes de entrada térmica e hidráulica, que son las longitudes necesarias desde la entrada para que el flujo se desarrolle por completo en los aspectos tanto térmico como hidrodinámico.

Si se supone un flujo laminar con el uso de un refrigerante, existen tres formas en las que el flujo se puede desarrollar a lo largo de un canal o tubo (ver Figura 1.4) [18]:

- (a) Desarrollo hidrodinámico con un flujo isotermal.

- (b) Desarrollo hidrodinámico y posteriormente un desarrollo térmico.
- (c) Desarrollo hidrodinámico y térmico de forma simultánea.

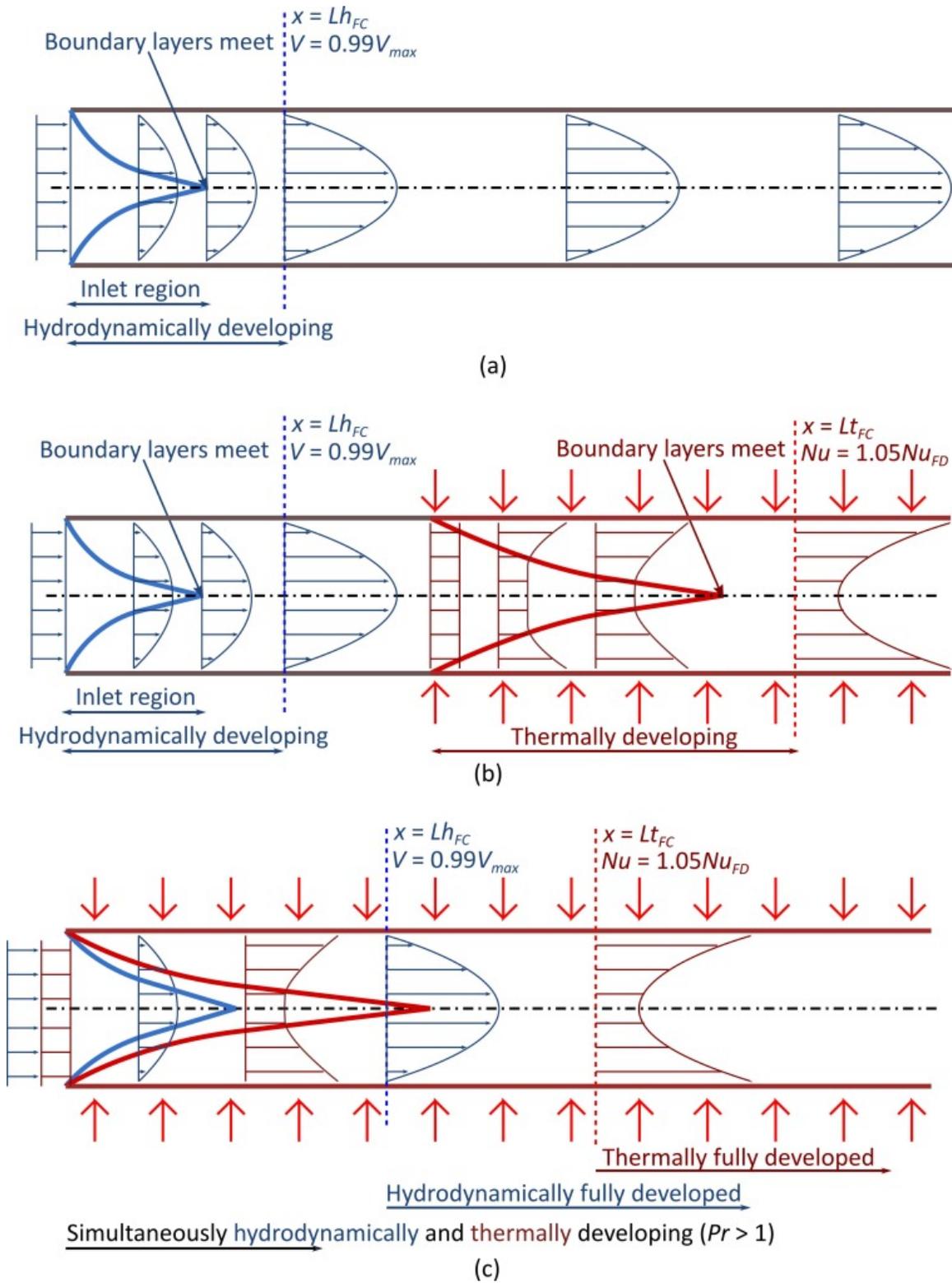


Figura 1.4: Diagrama de las tres formas de desarrollo de un flujo laminar en un canal o tubo [18].

La forma de desarrollo del flujo será dependiente de las condiciones de calentamiento que presente el tubo o canal. En el caso de la figura 1.4 (a), no existe un flujo de calor en el sistema, por lo que tampoco existe un desarrollo térmico. Para los otros dos casos, se estudia un flujo de calor constante por lo general para realizar análisis de intercambiadores de calor. Los casos expuestos en las figuras 1.4 (b) y (c) se diferencian, en la práctica, por la posición y tamaño de la fuente de calor respecto al tubo o canal.

Además de lo anterior dicho, el número de Prandtl del fluido utilizado también tiene influencia en el desarrollo del flujo. El número de Prandtl es un indicador adimensional que relaciona la capacidad de transporte de momentum del fluido con su capacidad de transporte térmico [19]:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (1.6)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del fluido [$Pa \cdot s$], C_p el calor específico del fluido [$J/kg \cdot K$], y k la conductividad térmica del fluido [$W/m \cdot K$].

De esta forma, en los fluidos con un Prandtl mayor a 1, los efectos viscosos tienen una transmisión más rápida que los térmicos. Según la teoría, esto implica que para este tipo de fluidos la capa límite hidráulica sería menos gruesa que la capa límite térmica.

Dentro de la literatura actual, se ha intentado obtener experimentalmente la longitud de entrada hidráulica, presentándose así muchas propuestas diferentes. Sin embargo, se ha establecido como cálculo aproximado consensual de longitud de entrada hidráulica para convección forzada:

$$Lh_{FC} = 0,05ReD_h \quad (1.7)$$

Donde Re representa el número de Reynolds y D_h el diámetro hidráulico equivalente interno del tubo o canal [m]. En otras propuestas, el coeficiente 0,05 cambia, pudiendo ser mayor o menor a este valor; esta variación se adjudica a las distintas condiciones y suposiciones que se establecieron en cada una de las experimentaciones realizadas.

De esta misma forma, es que se también se acuerda el cálculo aproximado para la longitud de entrada térmica para convección forzada:

$$Lt_{FC} = 0,05ReD_hPr \quad (1.8)$$

1.3. Ecuaciones dominantes

Conservación de masa

La ecuación de conservación de masa en coordenadas cartesianas es expresada como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (1.9)$$

Si se considera que el fluido es incompresible, entonces también se considera que la densidad del fluido será constante. De esta forma, la ecuación de conservación de masa queda descrita como:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (1.10)$$

Donde ρ simboliza la densidad del fluido [kg/m^3], y u_x , u_y , u_z las velocidades del fluido [m/s] en las direcciones x, y, z, respectivamente.

Conservación de cantidad de movimiento

La ecuación de conservación de cantidad de movimiento, sin considerar los efectos de la gravedad, se define para las tres direcciones cartesianas como:

$$\rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \quad (1.11)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \quad (1.12)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \quad (1.13)$$

Donde p representa la presión del fluido [Pa] y μ la viscosidad dinámica del fluido [$Pa \cdot s$].

Conservación de energía

La ecuación de conservación de energía se enuncia a continuación, no considerando los efectos viscosos:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (1.14)$$

Donde C_p representa el calor específico del fluido [$J/kg \cdot K$], T la temperatura del fluido [K], y k la conductividad térmica del fluido [$W/m \cdot K$].

Transferencia de calor

La transferencia de calor desde los microcanales hasta el refrigerante puede ser calculada usando la ecuación:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{perd} \quad (1.15)$$

Donde \dot{Q}_{conv} es la cantidad de calor disipada por convección [W], \dot{Q}_{rad} la cantidad de calor disipada por radiación [W], \dot{Q}_{perd} la cantidad de calor perdido [W]. Suponiendo que no hay pérdidas de energía, se considera que \dot{Q}_{rad} y \dot{Q}_{perd} son nulas, estableciendo que la transferencia de calor es:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} \quad (1.16)$$

Y la transferencia de calor por convección puntual se define como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s[T_s - T_b] \quad (1.17)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia convectivo diferencial [W/m^2K], T_s , es la temperatura diferencial de la superficie de contacto [K], A_s es el área diferencial de transferencia de calor [m^2], y T_b es la temperatura de la masa de fluido en el lugar de transferencia [K].

Dos aproximaciones comunmente utilizadas para el cálculo de la transferencia por convección total para son las siguientes:

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{m}C_p[T_{out} - T_{in}] \quad (1.18)$$

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h}\bar{A}_s\left[\bar{T}_s - \left(\frac{T_{out} - T_{in}}{2}\right)\right] \quad (1.19)$$

Donde m es el flujo másico de fluido, C_p es el calor específico del fluido, T_{out} es la temperatura de salida del dispositivo [K], T_{in} es la temperatura de entrada del dispositivo [K], \bar{h} es el coeficiente de transferencia convectivo promedio total [W/m^2K], \bar{T}_s , es la temperatura promedio de la superficie de contacto, y \bar{A}_s es el área total de transferencia de calor [m^2].

Mientras que la cantidad de calor entregado al sistema por un flujo de calor constante sobre una pared Q_{transf} [W] es la siguiente:

$$\dot{Q}_{transf} = q_{eff} \cdot A_t \quad (1.20)$$

Donde q_{eff} es el flujo de calor constante [W/cm^2] y A_t es el área de la pared sobre la que se aplica el flujo de calor [cm^2].

Capítulo 2

Descripción de Modelos

2.1. Modelo de validación

Para validar el modelo numérico, se utiliza el trabajo experimental de Qu y Mudawar en el que se estudia la caída de presión y transferencia de calor en un disipador con microcanales de cobre [4]. El módulo de prueba utilizado, mostrado en detalle en la figura 2.2, consiste en 12 calentadores de cartucho bajo el disipador con microcanales, el que es instalado dentro de una estructura de plástico reforzado con fibras de vidrio para permitir su funcionamiento y la toma de datos, para finalmente ser aislado superiormente por una cubierta de plástico policarbonato. En la figura 2.1 se muestra uno de los 21 canales que tiene en total el disipador. La tabla 2.1 contiene todas las medidas relevantes de la geometría utilizada para realizar la validación.

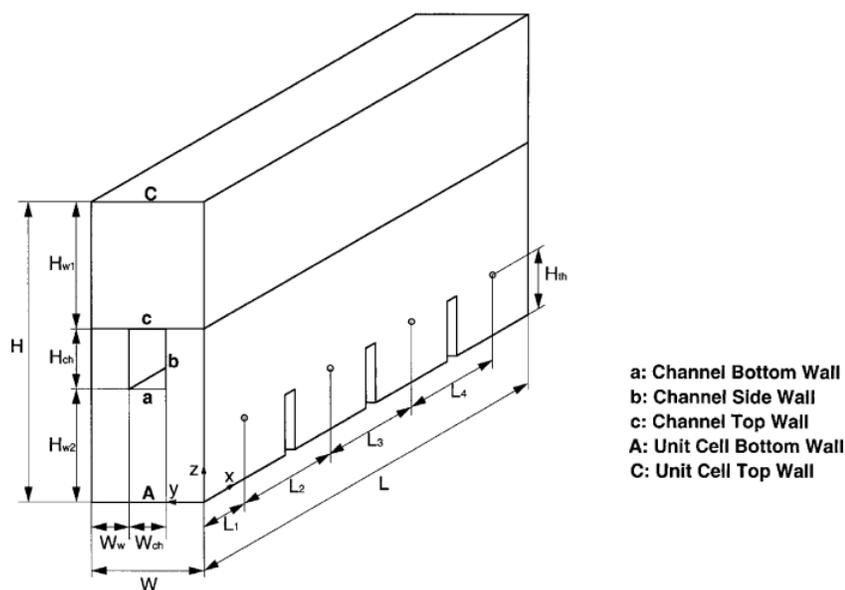


Figura 2.1: Esquema de un canal del disipador elaborado por Qu y Mudawar

Tabla 2.1: Medidas del canal para el modelo de validación.

W_w	W_{ch}	H_{w1}	H_{ch}	H_{w2}	H_{th}	L_1	L_2	L_3	L_4	L
$[\mu m]$	$[mm]$	$[mm]$	$[mm]$	$[mm]$	$[mm]$					
118	231	12700	713	5637	3175	5	11.588	11.588	11.588	44.764

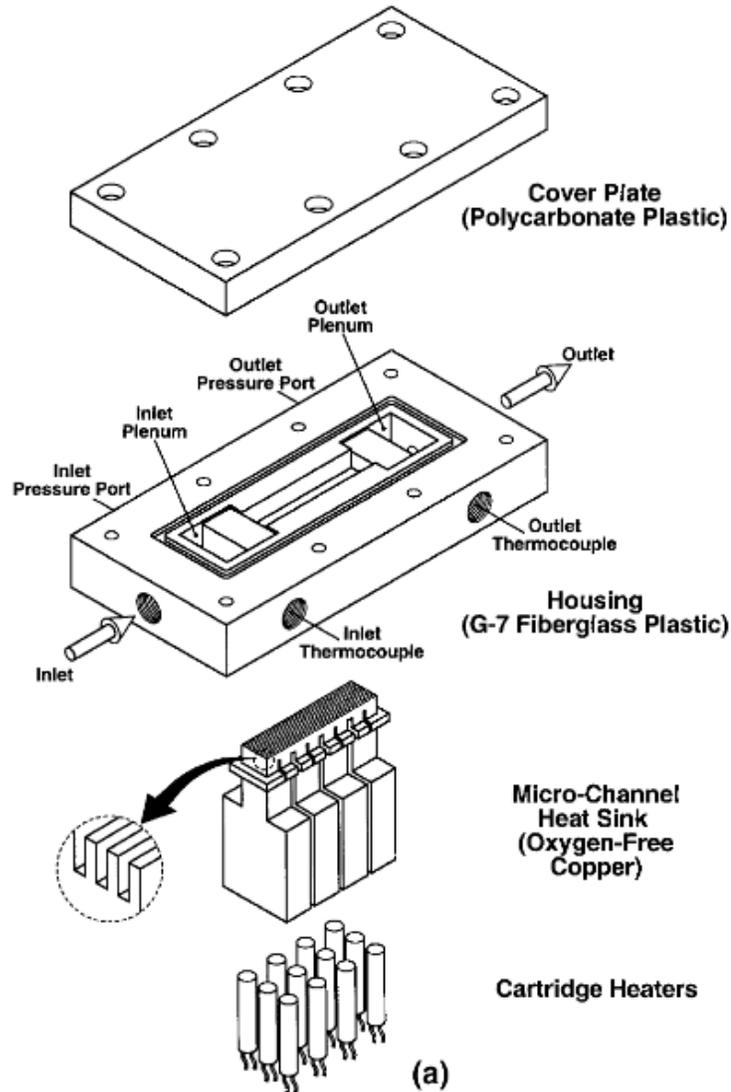


Figura 2.2: Disposición del módulo de prueba elaborado por Qu y Mudawar.

2.2. Modelos de estudio

Estos diseños se inspiran en el modelo utilizado para la validación [4], y en el trabajo experimental de Khoshvaght-Aliabadi, Sahamiyan, Hesampour, y Sartipzadeh [10], que estudia el funcionamiento de distintos disipadores de calor con minicanales variando las curvaturas de los canales.

Dentro de los casos de estudio, se encuentran 9 geometrías distintas. Con el propósito de estudiar la influencia de la forma de la sección transversal del canal, se escogen tres secciones distintas, todas con un área igual a $0.1647 \text{ [mm}^2\text{]}$. Estas se muestran en la figura 2.3.

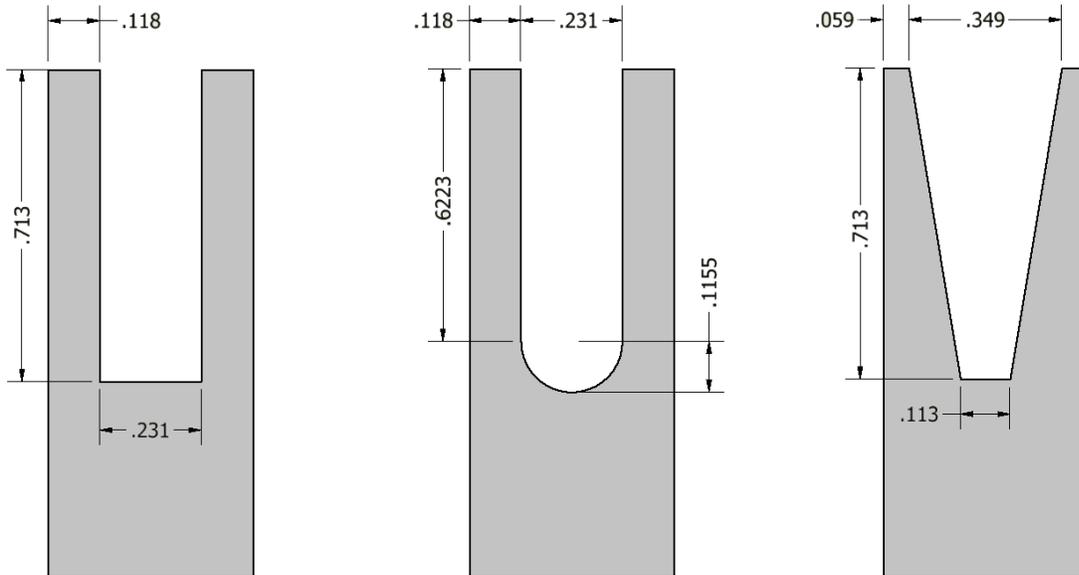


Figura 2.3: Las secciones transversales aplicadas a los casos de estudio. La sección rectangular (izquierda), con fondo semicircular (centro) y la trapezoidal (derecha). Todas las medidas están en milímetros.

2.2.1. Canales rectos

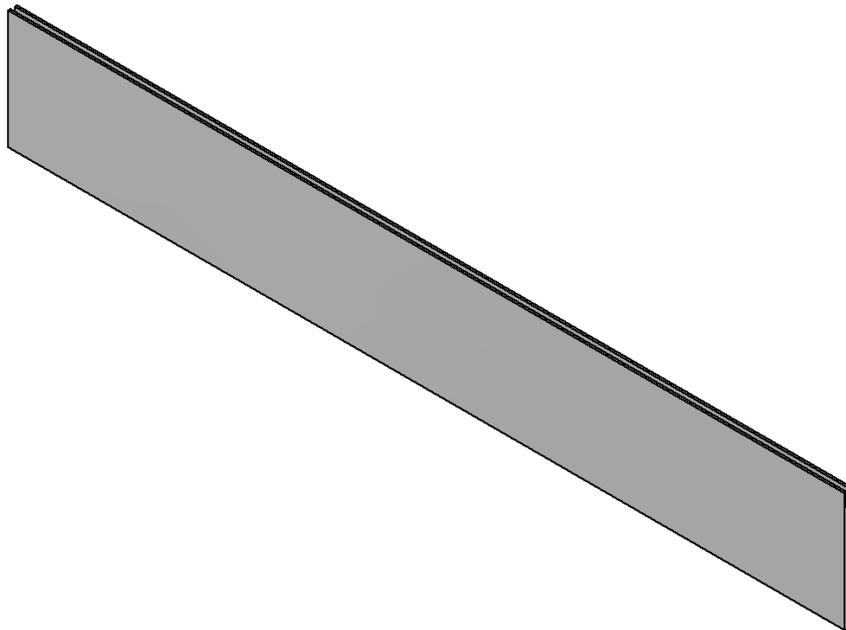


Figura 2.4: Canal recto con sección rectangular.

Este canal tiene las mismas dimensiones utilizadas en el modelo de validación (figura 2.1 y tabla 2.1), variando las medidas de la sección transversal según lo expuesto en la figura 2.3.

2.2.2. Canales curvos

Estos canales se elaboran a partir de dos patrones de curvatura, conservando el largo total de los canales rectos de 44.764 [mm], tal como se ilustra en la figura 2.5.

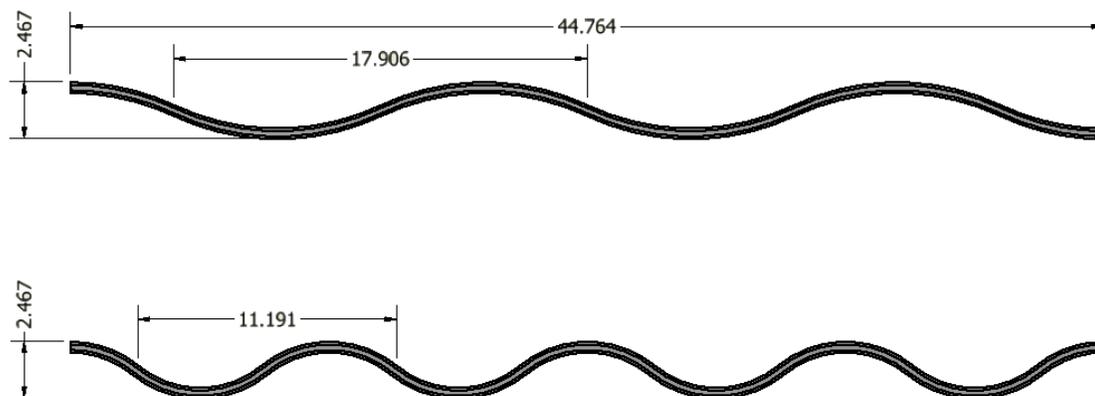


Figura 2.5: Vista superior de los canales curvos para los casos de estudio. Todas las medidas están en milímetros.

Nótese en la imagen que ambos patrones tienen la misma amplitud de onda, mientras se varía la longitud de onda. Se elaboran entonces 3 modelos físicos a partir de cada uno de estos patrones, aplicando las secciones transversales vistas en la figura 2.3.

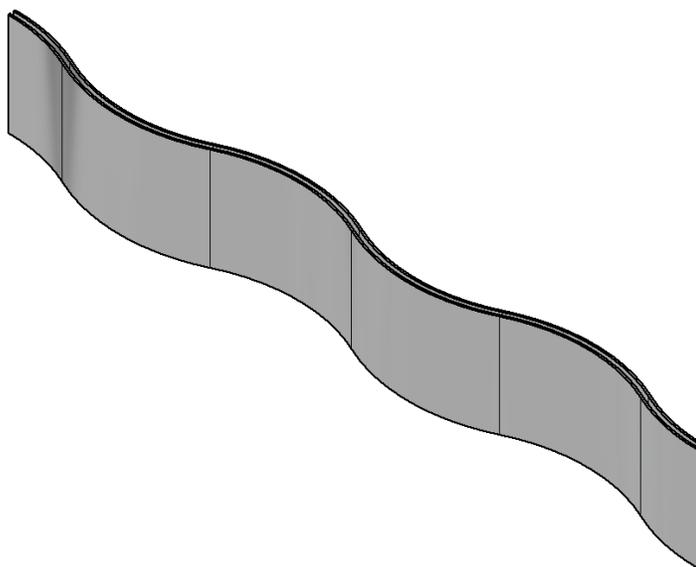


Figura 2.6: Canal curvo de longitud de onda de 17.906 [mm].

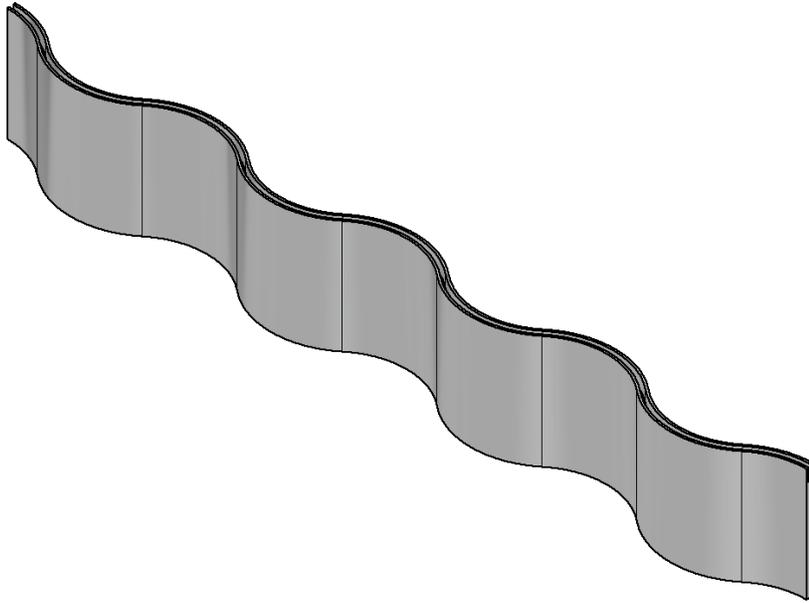


Figura 2.7: Canal curvo de longitud de onda de 11.191 [mm].

El alto total de las piezas de las figuras 2.6 y 2.7 es el mismo que presenta el modelo físico utilizado en la validación (6.35[mm]).

2.3. Condiciones de borde

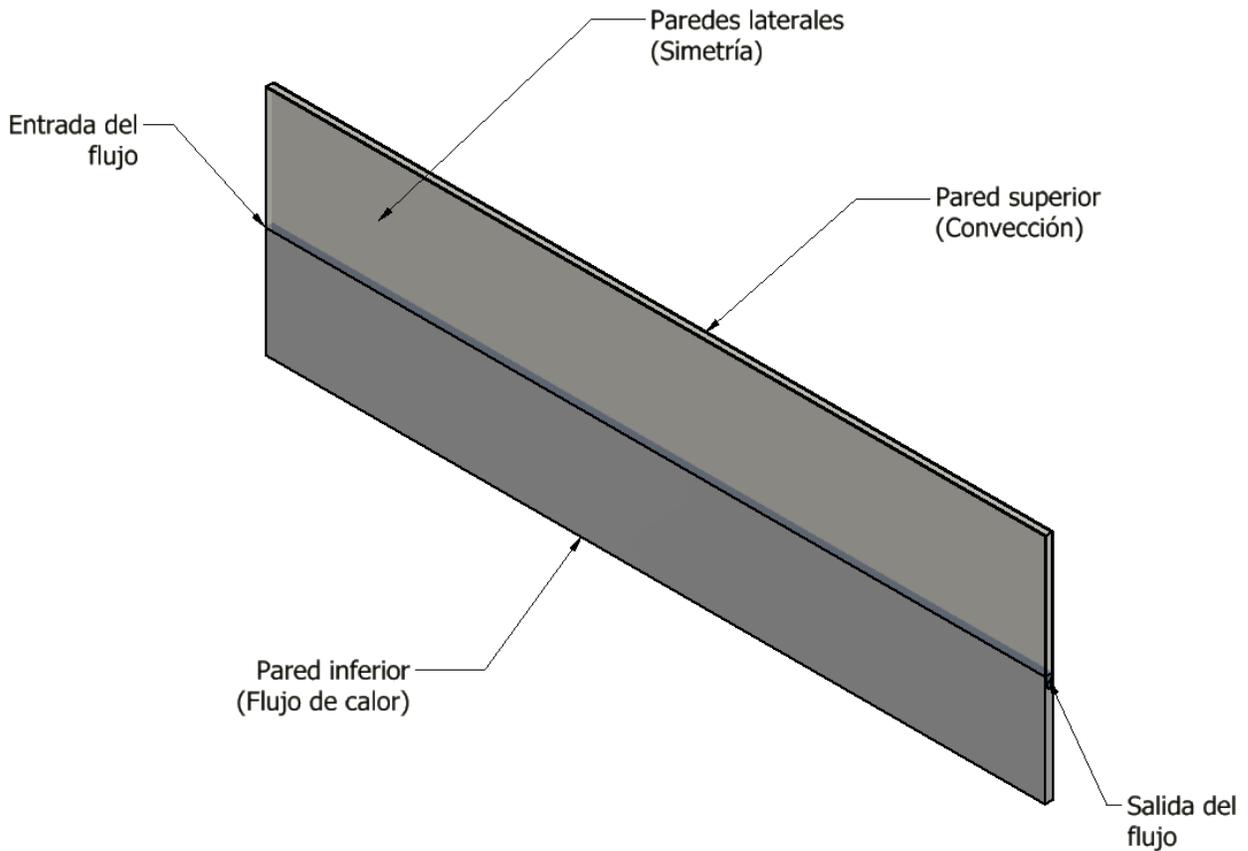


Figura 2.8: Ejemplo de modelo físico completo del microcanal, junto a una cubierta de plástico superior.

Entrada del flujo

En esta región, se considera una velocidad de flujo de entrada u_x [m/s] y una temperatura de entrada T_{in} [K] constantes, mientras las velocidades u_y y u_z son nulas. Se define en esta oportunidad que la velocidad de entrada u_x tendrá los valores de 5.0, 3.5, 2.0 y 0.75 [m/s]. Respecto a la temperatura de entrada T_{in} , esta tiene el valor de 288.15 [K].

Salida del flujo

Se aplica la suposición de que en la región de salida el flujo está totalmente desarrollado:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = 0, \frac{\partial u_y}{\partial x} = 0, \frac{\partial u_z}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0$$

Pared inferior

La pared inferior recibe un flujo de calor constante q_{eff} de $102 [W/cm^2]$:

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial y} = q_{eff}$$

Donde k_s es la conductividad térmica del sustrato [W/m^2K] y T la temperatura local [K].

Pared superior

Se supone la acción de convección natural en la pared superior:

$$-k_p \frac{\partial T}{\partial y} = h_{conv}(T - T_\infty)$$

Donde k_p es la conductividad térmica del material aislante superior [W/mK], h_{conv} es el coeficiente convectivo en la pared superior [W/m^2K], y T_∞ la temperatura de ambiente [K]. Se considera para los calculos que h_{conv} es igual a $10 [W/m^2K]$ y que T_∞ es $298.15 [K]$.

Paredes laterales

Una simplificación importante a este tipo de geometrías es el modelamiento de un solo canal en lugar de todos los canales iguales y paralelos, de tal forma que se pueda extender el comportamiento de este único canal a todos los demás. Para ello, se impone una condición de simetría en ambos bordes laterales del modelo completo, tanto la estructura metálica del canal como la cubierta superior aislante.

2.4. Caracterización de los materiales utilizados

Como se puede apreciar en las figuras 2.8 y 2.9, el modelo computacional está compuesto por tres volúmenes de materiales:

- Canal de material metálico.
- Cubierta de plástico policarbonato.
- Volumen de control del fluido refrigerante.

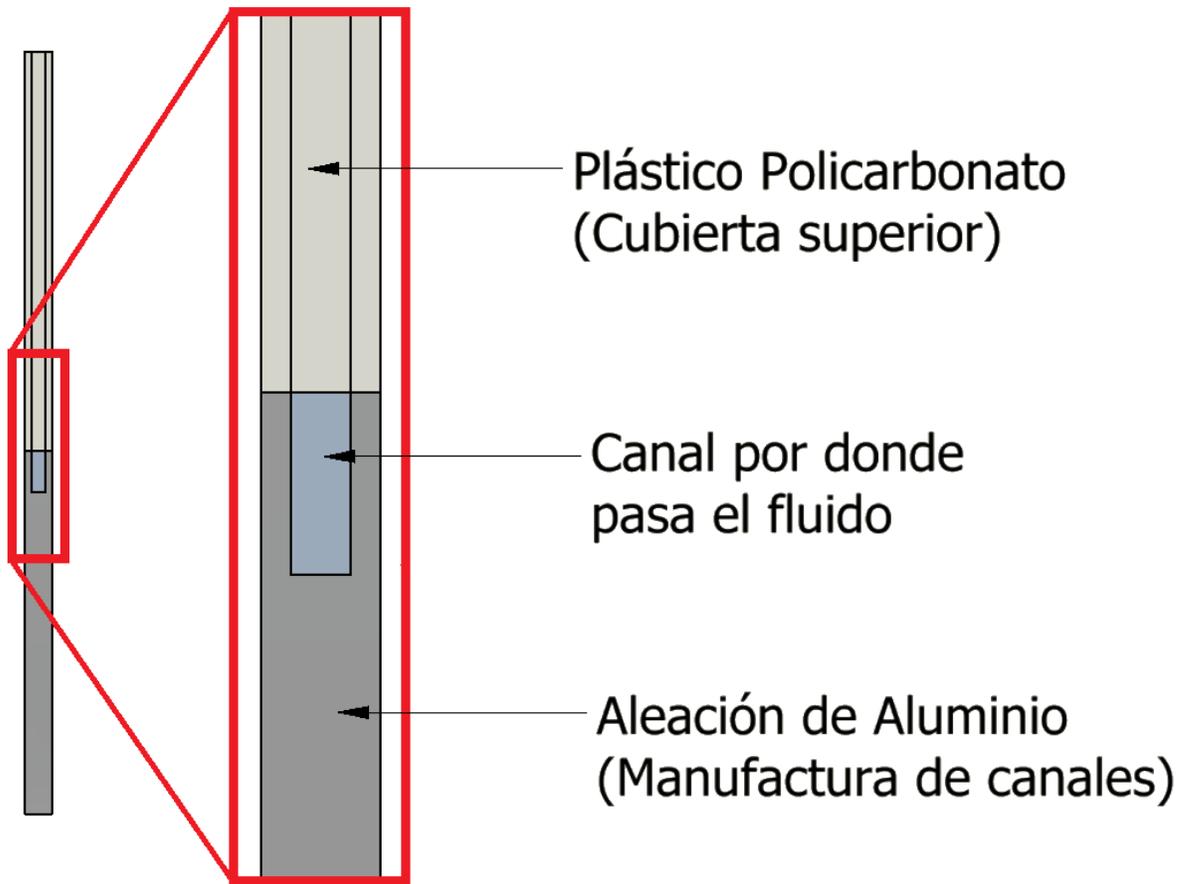


Figura 2.9: Vista lateral del modelo computacional completo. Se hace un detalle alrededor del canal por donde pasa el fluido utilizado como refrigerante.

Canal de material metálico

En el caso de la validación, el material utilizado para los canales es cobre, como se especifica en el trabajo de Qu y Mudawar [4].

Por otra parte, tal como en el trabajo experimental de Khoshvaght-Aliabadi, Sahamiyan, Hesampour, y Sartipzadeh [10], para todos los modelos de estudio realizados se utiliza una aleación de aluminio 6061.

Tabla 2.2: Valor de las propiedades de los metales utilizados en Ansys Fluent para realizar las simulaciones.

	Densidad ρ [kg/m ³]	Calor Específico C_p [J/kgK]	Conductividad Térmica k [W/mK]
Cobre	8978	381	401
Aleación de aluminio	2719	871	202,4

Cubierta de plástico policarbonato

Tanto en las simulaciones para realizar la validación como en las de los modelos de estudio, se agrega una cubierta plástica sobre el canal de plástico policarbonato. El uso de esta cubierta se basa en el diseño expuesto por Qu y Mudawar [4].

Tabla 2.3: Valor de las propiedades del plástico policarbonato utilizado en Ansys Fluent para realizar las simulaciones.

Densidad	Calor Específico	Conductividad Térmica
ρ [kg/m^3]	C_p [J/kgK]	k [W/mK]
1190	1450	0,200

Volumen de control del fluido refrigerante

En el presente trabajo investigativo, se utilizan dos fluidos distintos: agua y un nanofluido. Para los cálculos de la validación el refrigerante es agua, mientras que para los casos de estudio se evalúan ambos líquidos. Las propiedades de estos fluidos se consideran constantes para todos los cálculos, excepto la viscosidad dinámica, ya que dentro del rango de temperaturas con los que se opera su valor varía drásticamente.

Como se menciona en la sección 2.3 de condiciones de borde, la temperatura de entrada del fluido es de 288.15 [K]. Esto es importante, ya que las propiedades constantes de los fluidos se establecen bajo esta temperatura. Así, para el caso del agua se usan los valores establecidos en la tabla 2.4.

Tabla 2.4: Valor de las propiedades del agua como refrigerante en Ansys Fluent para realizar las simulaciones.

Densidad	Calor Específico	Conductividad Térmica	Número de Prandtl
ρ [kg/m^3]	C_p [J/kgK]	k [W/mK]	Pr -
999,1	4189,1	0,589	8,09

En relación al nanofluido, se opta por una concentración del 2% de fracción en volumen de Al_2O_3 en agua. Se aplica entonces el modelo de fase única para los cálculos respectivos del nanofluido, en el que se considera que el fluido en lugar de contar con una fase líquida y otra particulada sólida, solo tiene una fase líquida. Para ello, se toman en consideración las propiedades físicas de los materiales de ambas fases [20]. A continuación, se presenta la relación de Hamilton-Crosser para la conductividad térmica para un nanofluido de alúmina [21]:

$$k_{nf} = \left[\frac{k_p + (n-1)k_{bf} - (n-1)\varphi(k_{bf} - k_p)}{k_p + (n-1)k_{bf} + \varphi(k_{bf} - k_p)} \right] k_{bf} \quad (2.1)$$

Donde k_p es la conductividad térmica del particulado de alúmina [W/mK], k_{bf} la conductividad térmica del agua [W/mK], n el factor de forma del particulado (para partículas esféricas es 3), y φ la concentración volumétrica de las nanopartículas.

Las propiedades de densidad ρ_{nf} [kg/m^3] y calor específico $C_{p,nf}$ [kJ/kgK] del nanofluido se suponen como relaciones lineales respecto a la concentración de particulado [22]:

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_p \quad (2.2)$$

$$C_{p,nf} = (1 - \varphi)C_{p,bf} + \varphi C_{p,p} \quad (2.3)$$

Donde ρ_{bf} representa la densidad del fluido base (agua) [kg/m^3], ρ_p la densidad del material del particulado [kg/m^3], $C_{p,bf}$ el calor específico del fluido base [kJ/kgK] y $C_{p,p}$ el calor específico del material particulado [kJ/kgK].

Si se toman los datos expuestos en la tabla 2.4 para el fluido base del nanofluido, que es agua, se obtiene:

Tabla 2.5: Valor de las propiedades del nanofluido como refrigerante en Ansys Fluent para realizar las simulaciones.

Densidad	Calor Específico	Conductividad Térmica	Número de Prandtl
ρ	C_p	k	Pr
[kg/m^3]	[J/kgK]	[W/mK]	-
1051,1	4105,3	0,623	8,96

Por último, teniendo los datos de variación de viscosidad dinámica respecto a la temperatura, los cuales se pueden ver en la sección de Anexos A, se formulan las siguientes relaciones para el cálculo de la viscosidad del agua y el nanofluido, respectivamente:

$$\mu_{bf} = -3,2436e - 9 \cdot T^3 + 3,30358e - 6 \cdot T^2 - 0,0011271 \cdot T + 0,1292189 \quad (2.4)$$

$$\mu_{nf} = -3,87672e - 9 \cdot T^3 + 3,94848e - 6 \cdot T^2 - 0,00134703 \cdot T + 0,15443414 \quad (2.5)$$

Donde T representa la temperatura instantánea del fluido [K].

2.5. Método numérico

Las especificaciones sobre el método numérico utilizado en Ansys Fluent para el cálculo tanto de los modelos de estudio como de la validación son las mismas.

1. Se realiza una evaluación en **régimen transiente**, concluyendo los cálculos una vez que el sistema alcanza la estabilidad en términos de temperatura de salida y la presión de entrada del fluido en el canal.
2. Se utiliza el método acoplado de presión-velocidad **SIMPLEC** (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations Consistent), y las ecuaciones de discretización espacial usadas para la presión, momentum y energía son de segundo orden.
3. Respecto al criterio de convergencia, se realizan un máximo de 10 iteraciones por paso de tiempo (el que es variable), y se establecen los valores de residuales en 1e-3, 1e-4 y 1e-6, para continuidad, velocidad y energía, respectivamente.

2.6. Parámetros para el análisis numérico

Diámetro hidráulico

$$D_h = \frac{4AL}{A_t} \quad (2.6)$$

Donde A es el área transversal del flujo [m^2] y L es el largo recto del canal [m], y A_t es el área total de transferencia del fluido [m^2] [23].

Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho u_{xin} D_h}{\mu_{in}} \quad (2.7)$$

Donde ρ es la densidad de entrada del fluido refrigerante [kg/m^3], u_{xin} la velocidad de entrada del fluido [m/s], y μ_{in} la viscosidad dinámica del fluido en la entrada del canal [$Pa \cdot s$].

Coefficiente convectivo

$$h_i = \frac{Q_i}{A_i \Delta T_{wall-bulk}} \quad (2.8)$$

Donde Q_i es el calor transferido [W], A_i es el área de transferencia [m^2], y $\Delta T_{wall-bulk}$ es la diferencia de temperatura entre la pared de contacto y el flujo [K].

Factor de fricción

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2\rho u_{xin}^2 l} \quad (2.9)$$

Donde Δp es la caída de presión a lo largo del canal [Pa], y l la longitud característica del sistema [m], que en este caso es el largo del canal.

Número de Nusselt

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} \quad (2.10)$$

Donde h es el coeficiente convectivo promedio [W/m^2K], y k_f la conductividad térmica del fluido refrigerante [$W/m \cdot K$].

Potencia de bombeo requerida

$$PP = \frac{m \cdot \Delta p}{\rho} \quad (2.11)$$

Donde m es el flujo másico que pasa por el canal [kg/s].

Coficiente de funcionamiento

$$\eta = \frac{(Nu_{evaluada}/Nu_{base})}{(f_{evaluada}/f_{base})^{1/3}} \quad (2.12)$$

Donde $Nu_{evaluada}$ y $f_{evaluada}$ son el número de Nusselt y el factor de fricción del modelo específico, para compararlo con el caso base. Así, Nu_{base} y f_{base} son el número de Nusselt y el factor de fricción del caso base, que en esta oportunidad es el canal recto de sección transversal rectangular y agua como refrigerante [17].

Capítulo 3

Metodología

La presente investigación comienza con una revisión de antecedentes específicos sobre el tema y la teoría detrás para poder explicar los fenómenos abordados. Luego, se procede a realizar los diseños tridimensionales para validar los modelos y posteriormente hacer las simulaciones de prueba. Con este paso realizado, se trabaja en los modelos finales de estudio y sus respectivas simulaciones. Finalmente se hace un análisis de los resultados obtenidos de las simulaciones y se concluye sobre los diseños estudiados junto a las estrategias utilizadas para el aumento de la transferencia de calor y la caída de presión.

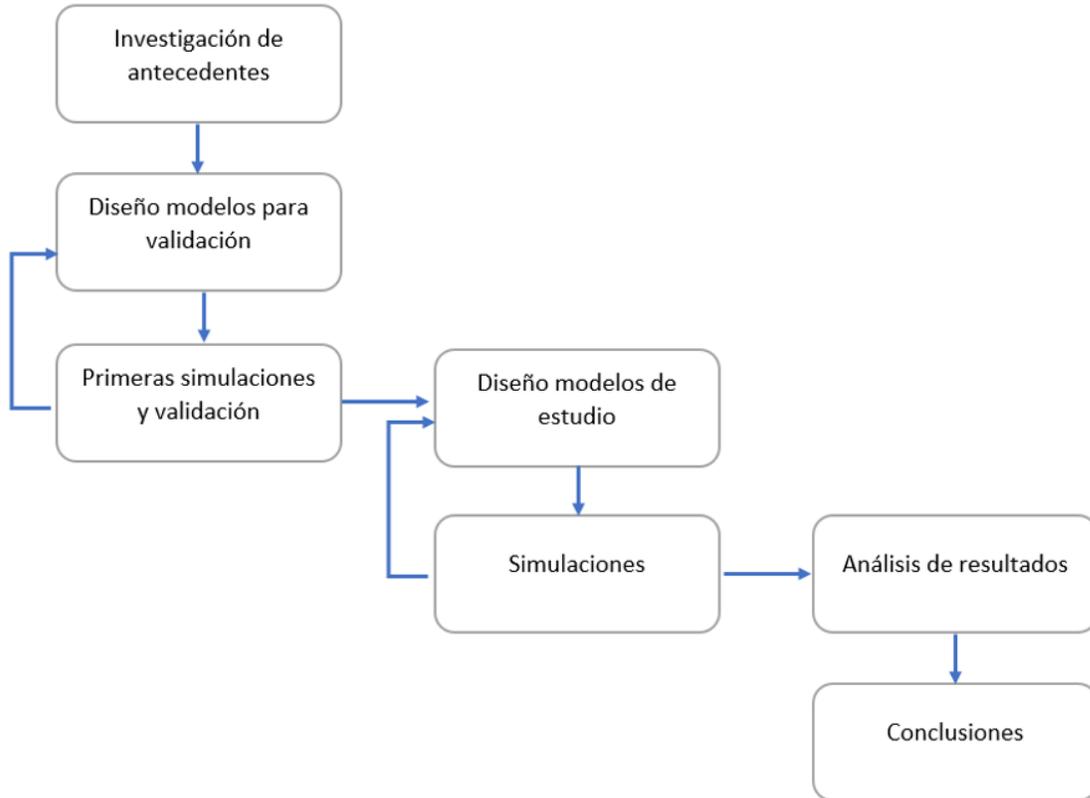


Figura 3.1: Diagrama de flujos impuesto para la realización del presente trabajo investigativo.

Diseño de modelo de validación

Para poder llevar a cabo el modelamiento fluidodinámico de los distintos dispositivos de disipación de calor, es necesario tener un modelo 3D de dicho dispositivo. Se hace uso de una herramienta CAD (Inventor) para este propósito, con la intención de importarlo a la plataforma ANSYS Fluent. En esta etapa específicamente, se deben crear modelos tridimensionales básicos para poder usarlos en la fase de validación de modelos.

Primeras simulaciones, validación e independencia de malla

Se realizan modelos de validación, en los que se modela un sistema experimental para poder confirmar que el método numérico utilizado es el apropiado para este tipo de problemas al comparar los resultados de estas primeras simulaciones con sus respectivos resultados empíricos. Se utiliza para la validación el trabajo de Qu y Mudawar [4], y se hace el análisis de independencia de malla con tres mallados de 900.000, 1.300.000 y 1.600.000 elementos con el objetivo de obtener resultados con un error menor al 10 % entre lo calculado por el modelo computacional y el reporte experimental.

Diseño de modelos y simulaciones de estudio

Para hacer el análisis comparativo, se crean 9 geometrías distintas, con las 3 secciones transversales y los 3 patrones de canales ya mencionados en la sección anterior. Estas simulaciones se realizan para cada una de las distintas geometrías, variando el fluido de trabajo (agua o nanofluido) y la velocidad de entrada del flujo. Se trabaja con 4 velocidades fijas: 5.0, 3.5, 2.0 y 0.75 [m/s]. En total, se realizan 72 modelos.

Análisis de resultados

Se analizan los resultados de las simulaciones utilizando los parámetros establecidos en la sección 2.4 para el caso de la transferencia de calor y para la caída de presión a lo largo del canal, tanto en forma independiente como conjunta. Para ello, se hace uso de la herramienta de postprocesado de la plataforma Ansys para obtener los contornos de temperatura y perfiles de velocidad, junto con valores locales de coeficiente de transferencia y temperatura de la pared del canal (interfaz sólido-líquido). A parte de lo anterior, se utilizan valores promedios del sistema completo para la transferencia de calor y la caída de presión para realizar el análisis comparativo por velocidad de entrada de flujo.

Capítulo 4

Resultados y Análisis

4.1. Validación de los modelos

La validación se ejecuta usando un mallado de 1.300.000 elementos. Se calculan la diferencia de temperatura del fluido a lo largo del canal, la caída de presión, y las mediciones de cuatro termocuplas dispuestas en distintas posiciones a medida se avanza en el canal (ver la figura 2.1).

Tabla 4.1: Resultados de la validación para la caída de presión y la diferencia de temperatura del fluido a lo largo del canal.

Reynolds	Experimentación		Simulación		Errores	
	ΔP [Pa]	ΔT_{Out-In} [° C]	ΔP [Pa]	ΔT_{Out-In} [° C]	ΔP [%]	ΔT_{Out-In} [%]
226	4.800	41,60	4.651,1	42,1	3,2	1,2
890	31.200	11,20	34.624	10,7	9,9	4,4
1454	69.300	7,000	70.486	6,55	1,7	6,4

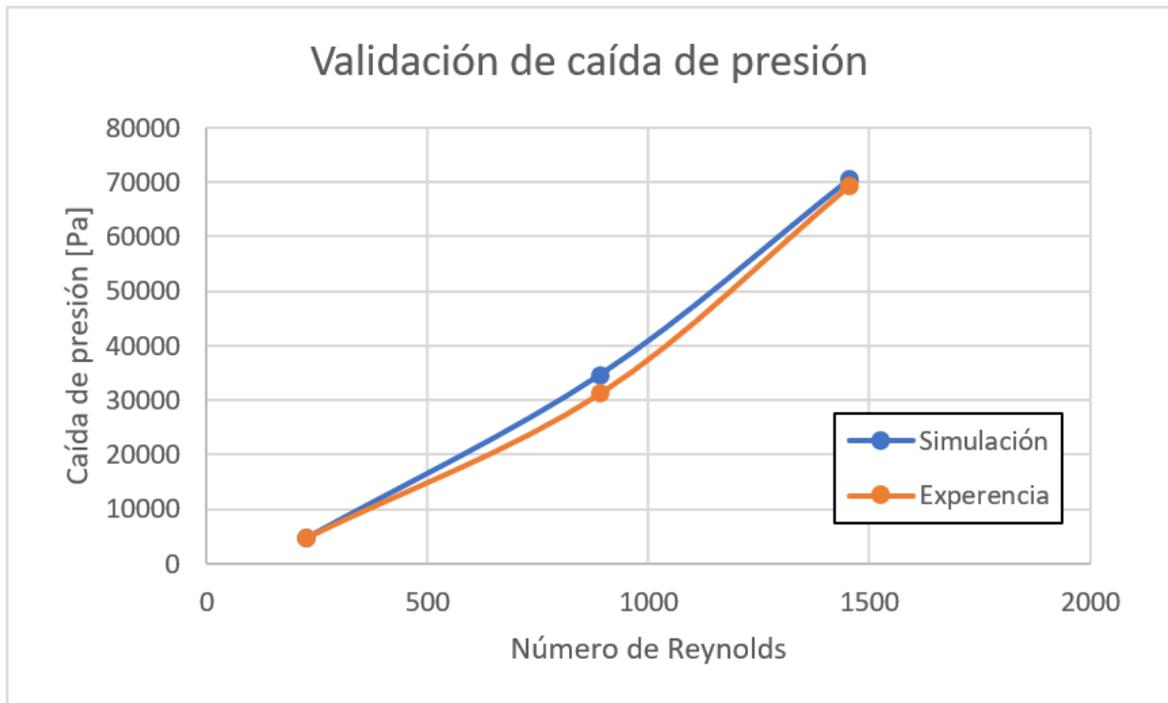


Figura 4.1: Gráfico comparativo de los resultados obtenidos por la experimentación y la simulación de validación para la caída de presión a lo largo del canal.

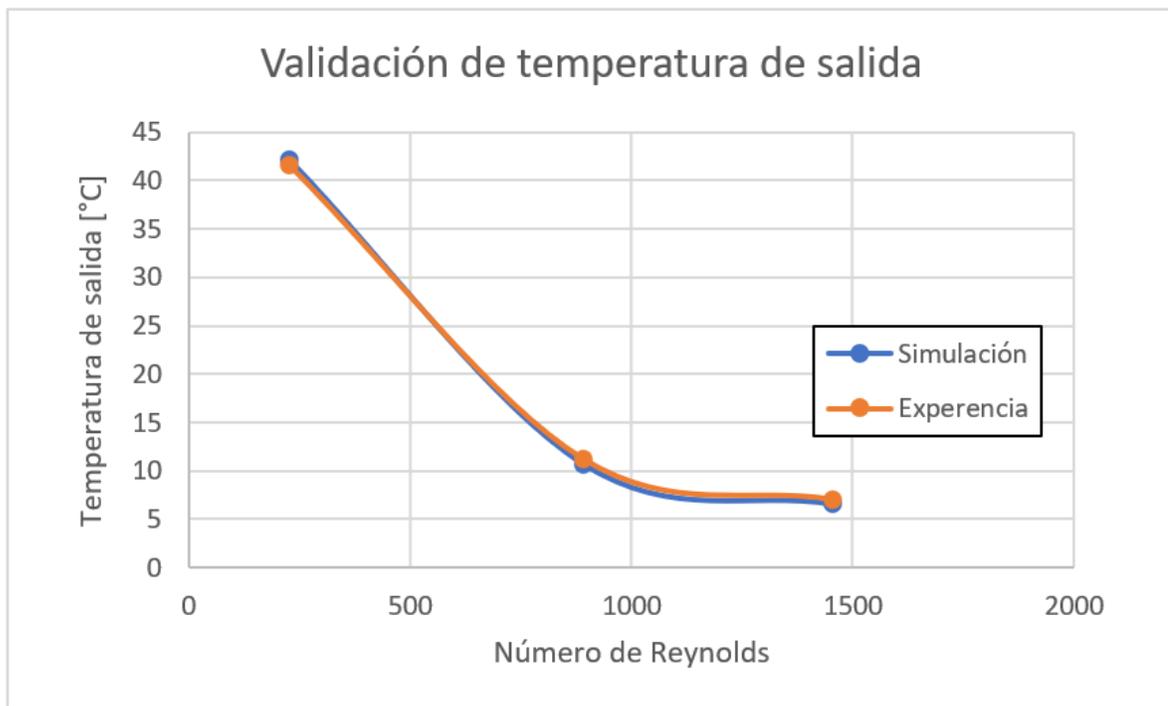


Figura 4.2: Gráfico comparativo de los resultados obtenidos por la experimentación y la simulación de validación para la temperatura de salida del fluido del canal.

Tabla 4.2: Resultados de la validación para la medición de cuatro termocuplas a lo largo del canal.

Reynolds	Experimentación				Simulación				Errores			
	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_1 [%]	T_2 [%]	T_3 [%]	T_4 [%]
226	56,0	66,2	78,0	88,0	54,3	66,4	77,1	84,8	3,1	0,24	1,1	3,7
890	40,0	44,0	50,0	54,4	38,7	45,9	51,2	54,8	3,2	4,2	2,4	0,74
1454	34,0	39,2	43,0	47,2	35,3	41,5	45,9	48,9	3,8	5,8	6,8	3,6

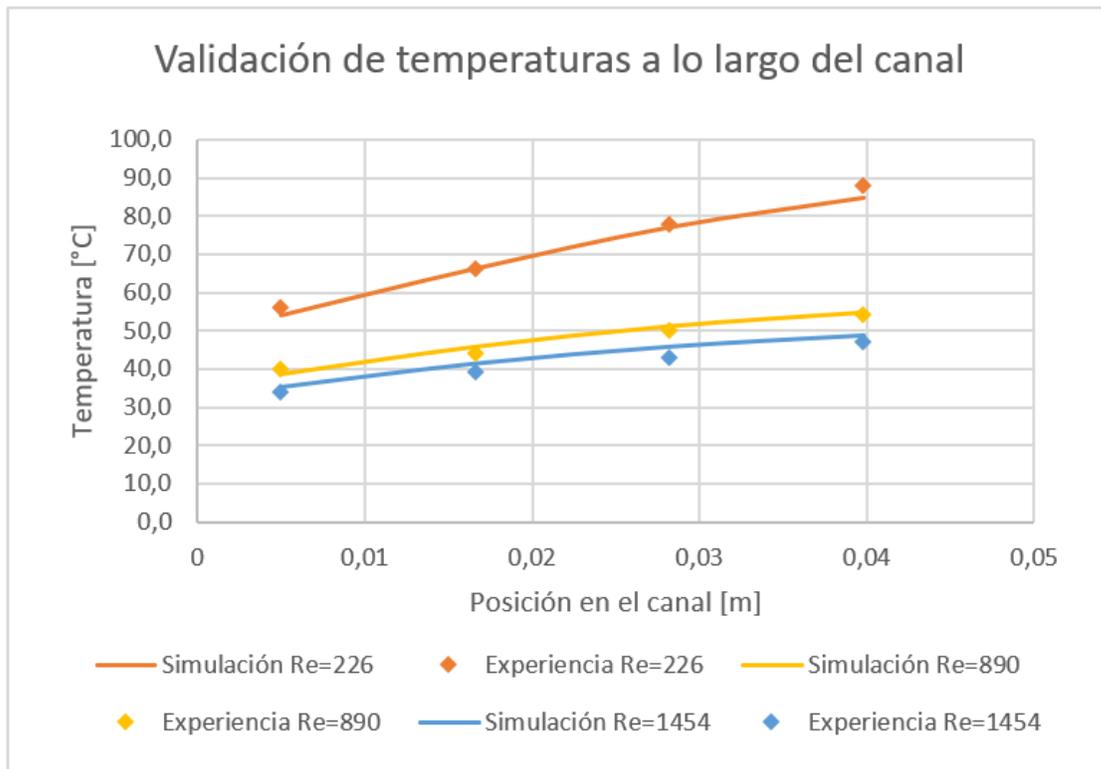


Figura 4.3: Gráfico comparativo de los resultados obtenidos por la experimentación y la simulación de validación para las mediciones de las termocuplas dispuestas a lo largo del canal.

4.2. Independencia de malla

Para hallar la independencia de malla, se escogen tres mallados distintos, con 900.000, 1.300.000 y 1.600.000 elementos. En la tabla 4.3, se reportan los factores con los que se puede evaluar la calidad de la malla:

Tabla 4.3: Valores promedios y críticos de los factores de calidad de malla.

		Malla Gruesa	Malla Media	Malla Fina
Skewness	Promedio	8,6024e - 2	8,1059e - 2	7,5521e - 2
	Máximo	0,77934	0,75629	0,84645
Orthogonal Quality	Promedio	0,96382	0,96492	0,96715
	Mínimo	0,39627	0,51628	0,28435

Los valores obtenidos, tanto los promedio como los críticos -el valor máximo de skewness y el valor mínimo de orthogonal quality-, se encuentran dentro del rango razonable.

Así, se procede a evaluar los errores de los cálculos realizados con los datos experimentales del trabajo usado como validación [4]. La variable crítica es la caída de presión, que comienza a estabilizar los valores obtenidos y el error correspondiente en el mallado medio.

Tabla 4.4: Valores de caída de presión junto a los errores porcentuales obtenidos para las distintas mallas estudiadas.

		Malla Gruesa		Malla Media		Malla Fina	
Reynolds	ΔP_{exp}	ΔP	Error	ΔP	Error	ΔP	Error
-	[Pa]	[Pa]	[%]	[Pa]	[%]	[Pa]	[%]
226	4.800	5.602,1	14,3	4.651,1	3,20	4.674,1	2,69
890	31.200	37.847	17,6	34.624	9,89	34.643	9,93
1454	69.300	76.685	9,63	70.486	1,68	70.726	2,02

Como se aprecia en la tabla 4.4, existe una reducción importante entre las mallas gruesa y media. Sin embargo, la diferencia en los errores de las mallas media y fina es lo suficientemente pequeño como para asumir que en este punto se encuentra la independencia de malla, por lo que se opta por usar el mallado medio.

Tabla 4.5: Valores de cambio de temperatura del fluido refrigerante junto a los errores porcentuales obtenidos para las distintas mallas estudiadas.

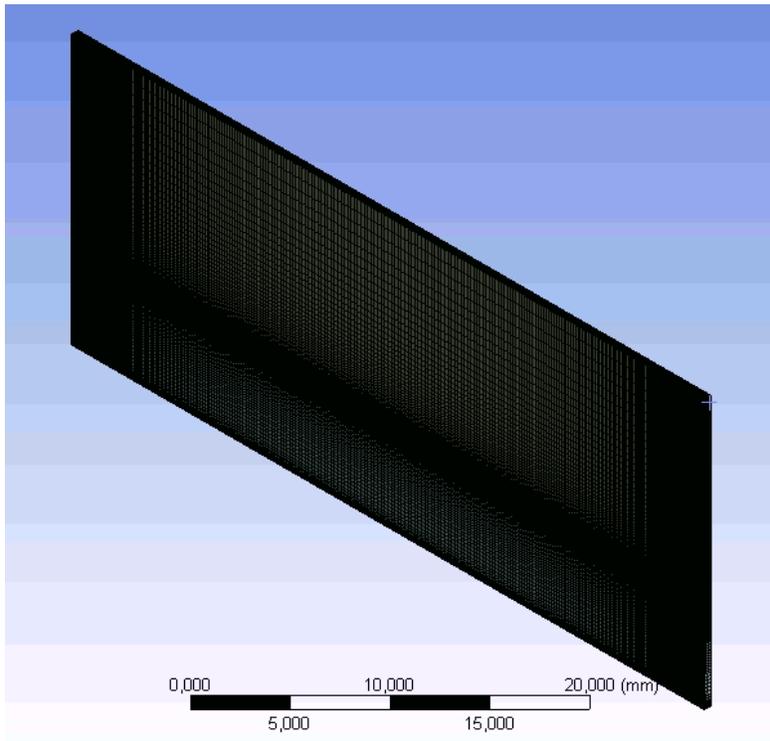
Reynolds	ΔT_{exp} [°C]	Malla Gruesa		Malla Media		Malla Fina	
		ΔT [°C]	Error [%]	ΔT [°C]	Error [%]	ΔT [°C]	Error [%]
226	41,6	42,11	1,23	42,11	1,23	42,10	1,21
890	11,2	10,70	4,45	10,70	4,44	10,72	4,32
1454	7,00	6,549	6,44	6,552	6,40	6,553	6,39

En la tabla 4.5, se ve que la independencia de malla en el aspecto de la diferencia de temperatura del fluido a lo largo del canal ya es alcanzado, dado el poco error existente entre las mallas analizadas.

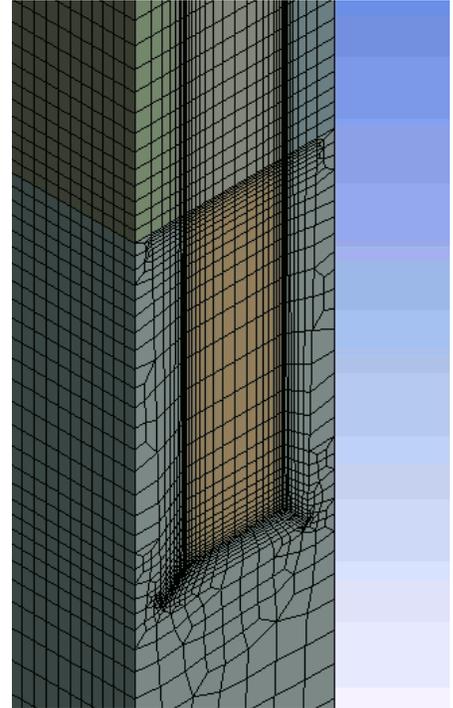
Tabla 4.6: Valores de las mediciones de cuatro termocuplas a lo largo del canal junto a los errores porcentuales obtenidos para las distintas mallas estudiadas.

	Reynolds	Simulación				Errores			
		T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_1 [%]	T_2 [%]	T_3 [%]	T_4 [%]
Malla Gruesa	226	54,8	66,9	77,8	85,5	2,2	1,1	0,29	2,9
	890	39,0	46,2	51,5	55,2	2,6	4,9	3,1	1,4
	1454	35,5	41,7	46,2	49,2	4,5	6,5	7,5	4,3
Malla Media	226	54,3	66,4	77,1	84,8	3,1	0,24	1,1	3,7
	890	38,7	45,9	51,2	54,8	3,2	4,2	2,4	0,74
	1454	35,3	41,5	45,9	48,9	3,8	5,8	6,8	3,6
Malla Fina	226	54,1	66,2	77,0	84,7	3,3	0,06	1,3	3,8
	890	38,7	45,8	51,2	54,8	3,3	4,1	2,3	0,65
	1454	35,0	41,4	45,8	48,8	2,8	5,7	6,6	3,4

La malla se construye con mayor detalle en los extremos del canal (entrada y salida), y en las superficies de contacto de sistema, como se ve en la figura 4.4b. Esto se logra con la herramienta Inflation de Ansys Fluent.



(a) Muestra general de la malla media.



(b) Detalle de la malla media en el extremo del canal.

Figura 4.4: Vistas de la malla electa para realizar los modelos en un canal de sección rectangular.

4.3. Modelos de estudio

Para realizar los análisis correspondientes es necesario tomar en consideración cada una de las estrategias de diseño que fueron analizadas. Además de esto, es importante hacer el análisis correspondiente para transferencia de calor y para la caída de presión de forma independiente y en conjunto. Por la gran cantidad de datos obtenidos, dentro del informe no se presentarán todos los resultados obtenidos; en su lugar, se añadirán en la sección de anexos.

4.3.1. Análisis de la transferencia de calor en los modelos

Influencia de la sección transversal de los canales

En el caso de la sección transversal de cada uno de los canales en estos disipadores de calor, hay tres aspectos que podrían influenciar la transferencia de calor a través de los canales: flujo másico de refrigerante, el área total de transferencia y la longitud necesaria de entrada para el desarrollo del flujo dentro del canal. En esta investigación, la influencia que tendría el flujo másico del refrigerante no es una variable de análisis, ya que en cada uno de los modelos

de los canales fueron desarrollados con la misma área transversal independiente de la forma de ésta.

Tabla 4.7: Valores de diámetro hidráulico y número de Reynolds calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo de entrada (5.0, 3.5, 2.0 y 0,75 [m/s]).

Sección Canal -	λ Canal [mm]	D_H [mm]	u_{xin1}	u_{xin2}	u_{xin3}	u_{xin4}	u_{xin1}	u_{xin2}	u_{xin3}	u_{xin4}
			Reynolds - Agua				Reynolds - Nanofluidos			
Rectangular	∞	0,349	230	613	1073	1532	202	540	944	1349
	17,9	0,338	223	593	1038	1484	196	522	914	1306
	11,2	0,322	212	566	990	1415	187	498	872	1245
Semicircular	∞	0,358	236	629	1102	1574	208	554	970	1385
	17,9	0,347	229	609	1066	1523	201	536	939	1341
	11,2	0,331	218	581	1017	1453	192	512	895	1279
Trapezoidal	∞	0,346	228	608	1065	1521	201	536	937	1339
	17,9	0,335	221	589	1031	1473	194	518	907	1296
	11,2	0,320	211	562	983	1404	185	494	865	1236

Los perfiles de velocidad permiten dar un primer acercamiento a lo que ocurre dentro del canal y como se desarrolla el flujo en el conjunto. Para ello, se consideran cinco posiciones a lo largo del canal, medida desde la entrada definida en la sección 2.3: 0.4, 4, 12, 25 y 44.4 [mm].

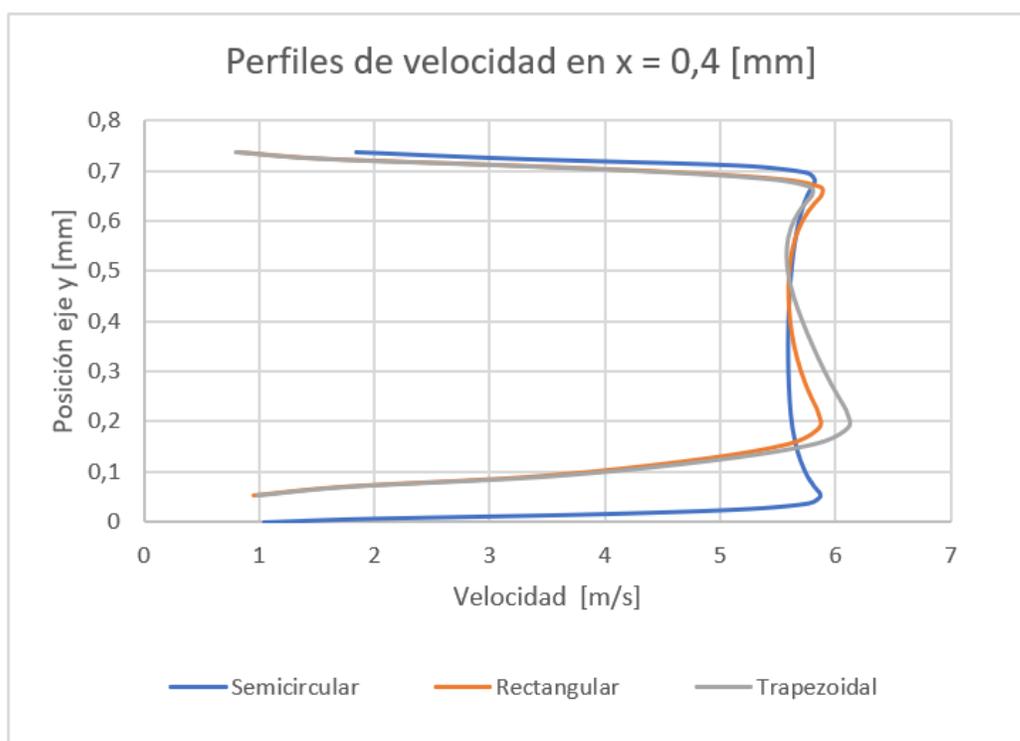


Figura 4.5: Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a 0,4 [mm] de la entrada.

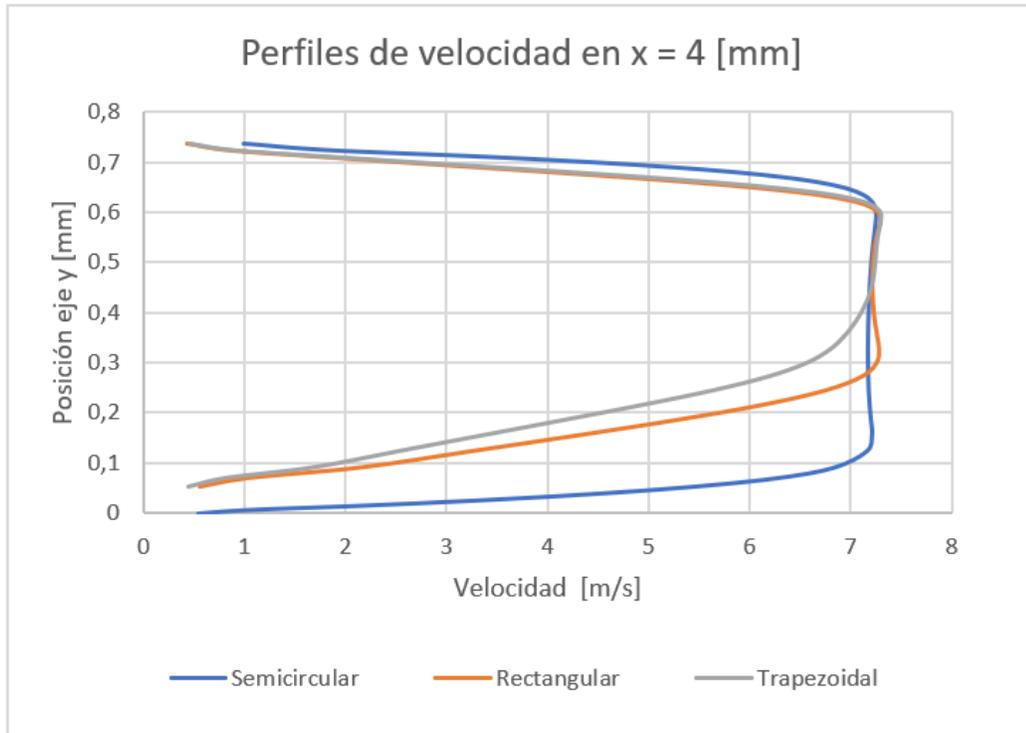


Figura 4.6: Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a 4 [mm] de la entrada.

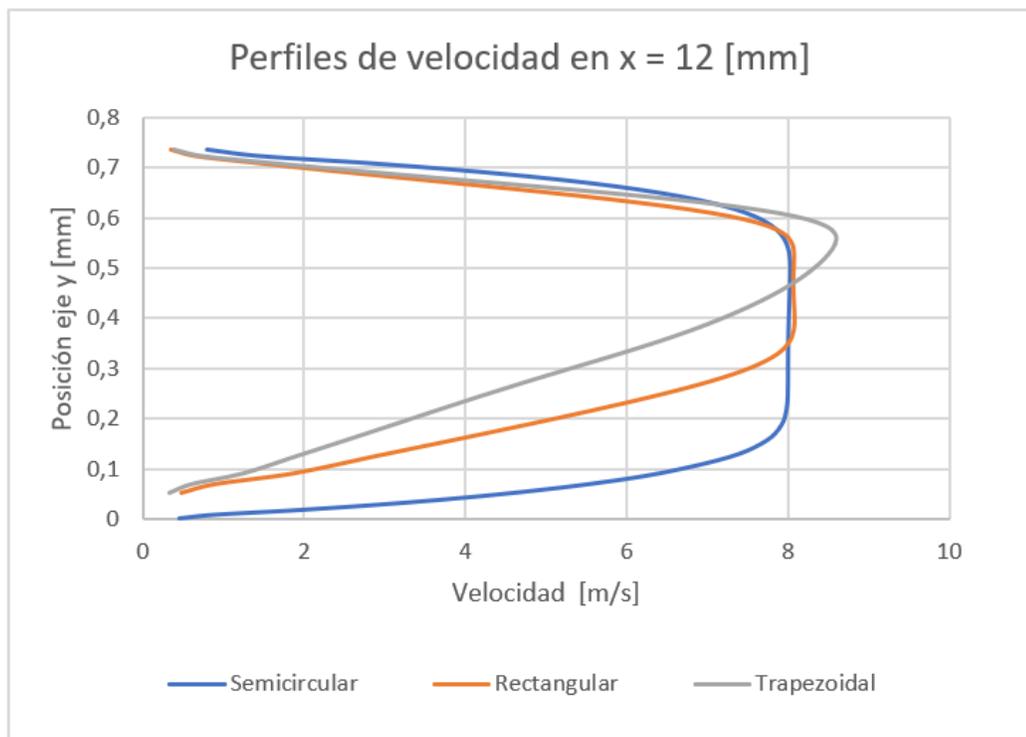


Figura 4.7: Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a 12 [mm] de la entrada.

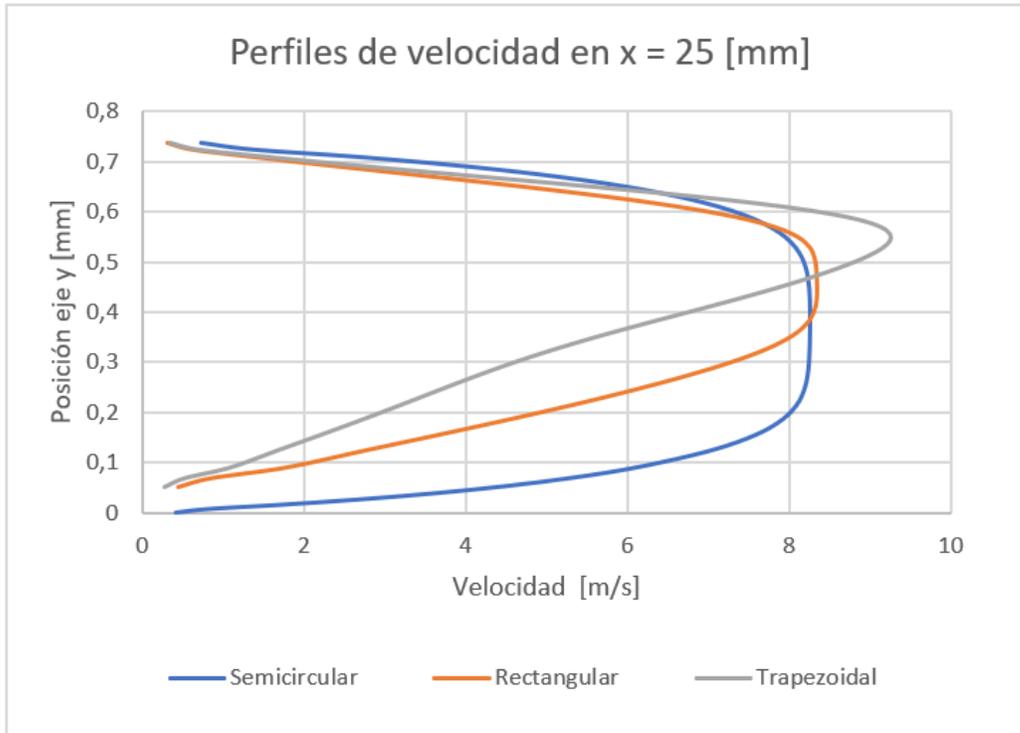


Figura 4.8: Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a 25 [mm] de la entrada.

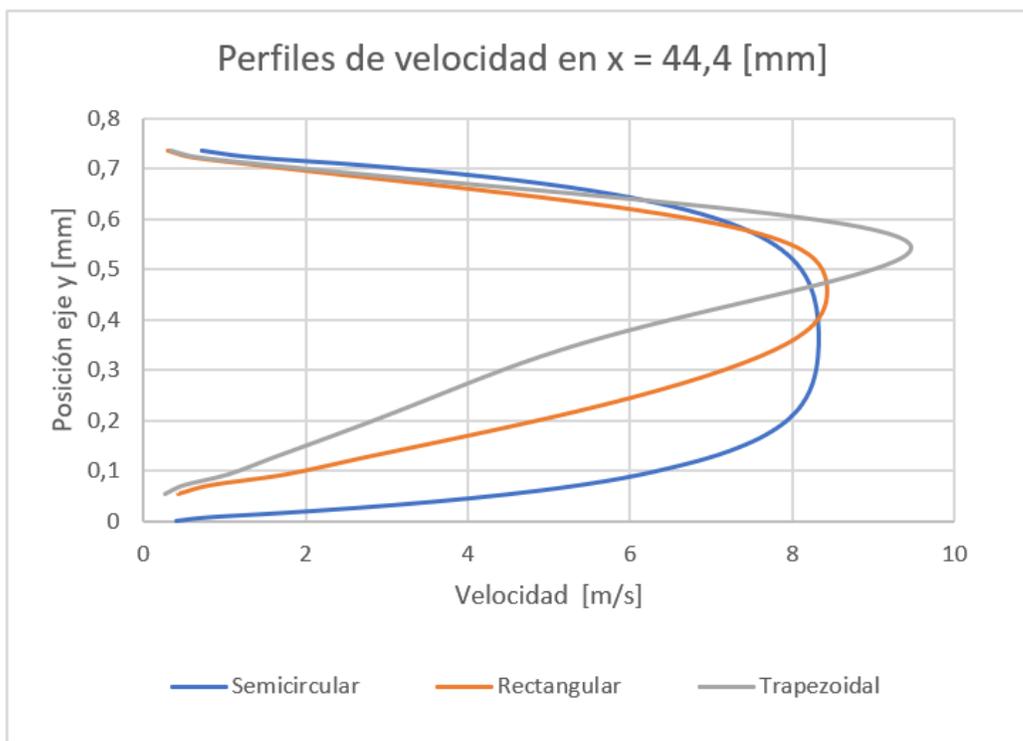


Figura 4.9: Comparación de los perfiles de velocidad para los canales rectos con velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante a $44,4$ [mm] de la entrada.

En los gráficos de perfiles de velocidades, se nota primero que la sección con fondo semicircular tiene un mayor alto que las otras dos, ajuste necesario para que las tres secciones contaran con la misma área (Ver figura 2.3). También se ve que el perfil de la sección trapezoidal, aun en su máximo punto de desarrollo tiene un perfil claramente no simétrico. Esto se explica por la diferencia de anchura del canal en la parte inferior y superior de éste, además de que el punto en el que se encuentra el valor máximo de velocidad se encontraría en la parte más ancha del canal, que es la superior. Por otra parte, los perfiles de las secciones rectangular y de fondo semicircular serían simétricos a simple vista; sin embargo, la diferencia entre estos dos últimos perfiles sería que en la parte inferior del canal, en la sección con fondo semicircular se alcanzan velocidades ligeramente mayores que en la sección rectangular, lo que tendría influencia en la transferencia convectiva.

En las mismas posiciones, se obtienen los contornos de temperatura del disipador cerca del canal:

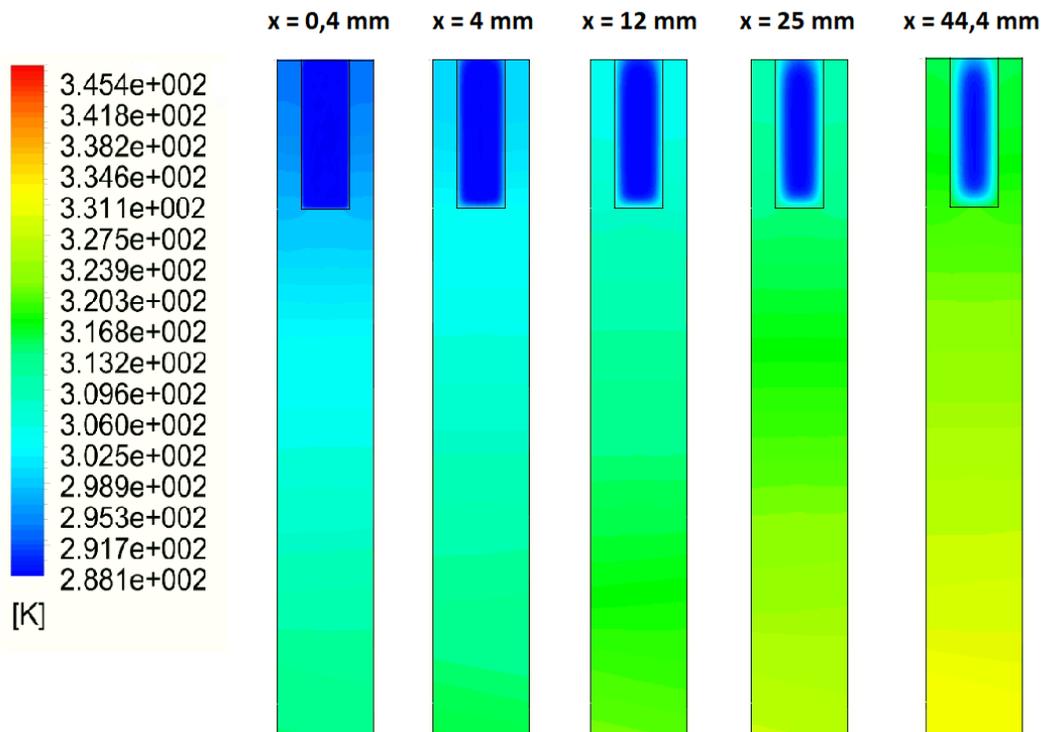


Figura 4.10: Contorno de temperatura en distintas posiciones a lo largo del canal recto con sección rectangular, velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante.

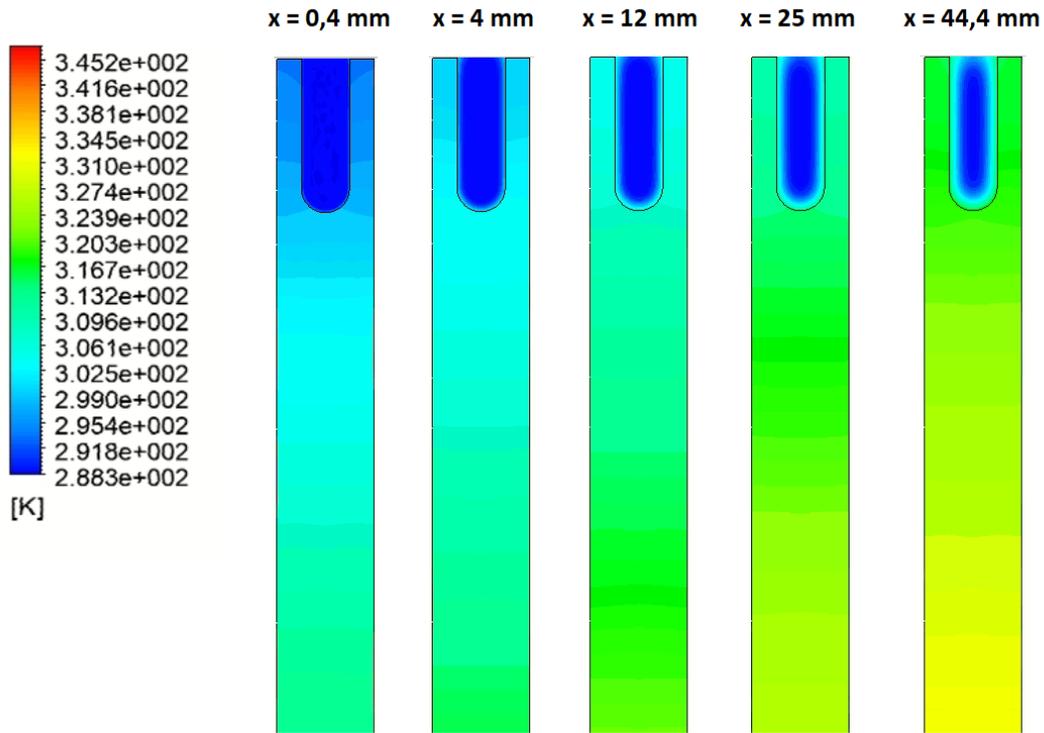


Figura 4.11: Contorno de temperatura en distintas posiciones a lo largo del canal recto con sección semicircular, velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante.

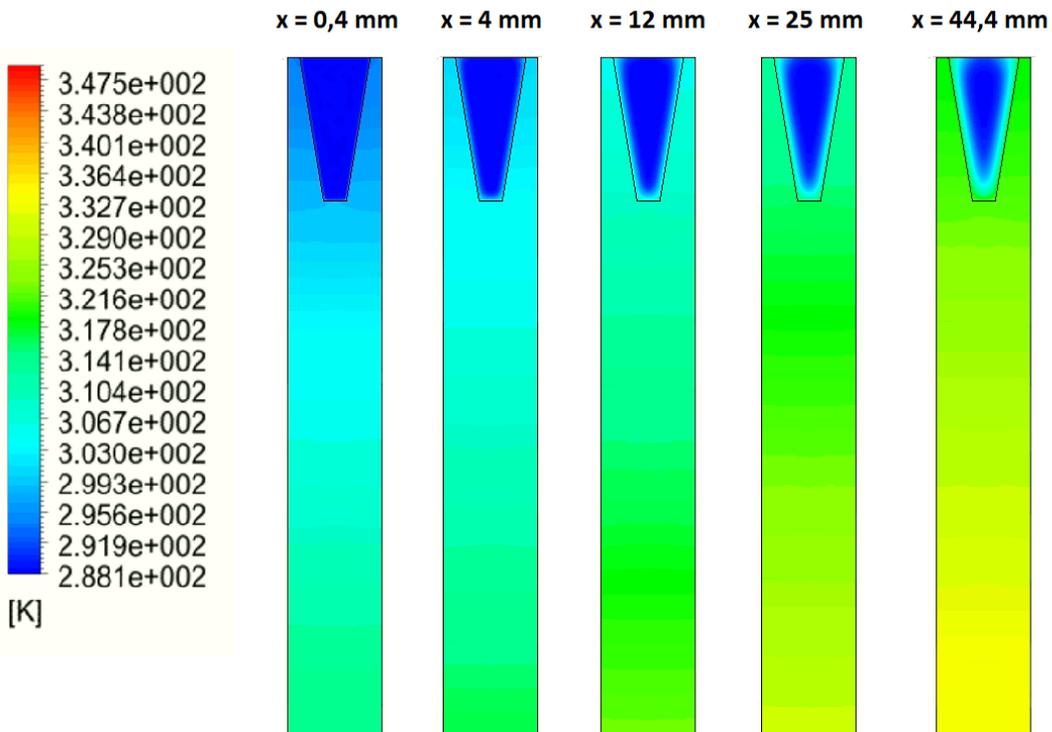


Figura 4.12: Contorno de temperatura en distintas posiciones a lo largo del canal recto con sección trapezoidal, velocidad media inicial del flujo 5 [m/s] y agua como refrigerante.

Se puede notar en la figura 4.12 que en el punto más desarrollado ($x = 44,4 [mm]$), hay un área concentrada en la parte inferior del canal que tiene mayor temperatura que el resto; Nótese que en la figura 4.11 del contorno para la sección con fondo semicircular que esto no ocurre. Se establece que tendría relación con lo visto en los perfiles de velocidad, ya que la sección trapezoidal es la que tendría menor velocidad de flujo en el área indicada de la figura 4.12, y eso se traduce en una menor transferencia térmica por convección.

En relación al área total de transferencia a lo largo del canal y de la longitud de entrada necesaria para el desarrollo de flujo, la forma de la sección sí afecta. Como se puede apreciar en la tabla 4.7, la sección con fondo semicircular es la que tendría el mayor número de Reynolds, de lo que se presume que tendría una longitud de entrada mayor que las otras dos secciones teniendo en consideración la ecuación 1.8. En términos hidráulicos, esto significa que con esta sección el fluido tarda más en desarrollarse, lo que se refleja en una mayor transferencia de calor en base a las investigaciones que se han realizado al respecto. De esta forma, para la sección trapezoidal, que tendría el menor número de Reynolds, ocurre todo lo contrario.

Por otra parte, la sección rectangular es la que tendría una mayor área de transferencia con respecto a las otras dos secciones, como se reporta en la tabla 4.8:

Tabla 4.8: Valores del área de transferencia total en las 9 geometrías estudiadas en mm^2 .

	Canal Recto	Canal curvo ligero	Canal curvo pronunciado
Sección Rectangular	74,174	76,620	80,345
Sección Semicircular	71,936	74,308	77,920
Sección Trapezoidal	69,787	72,088	75,593

En este caso como se puede ver en los resultados el área de transferencia que no sería directamente proporcional a la transferencia total al fluido refrigerante, aún cuando la teoría establece esta relación en las ecuaciones 1.17 y 1.19 de transferencia convectiva:

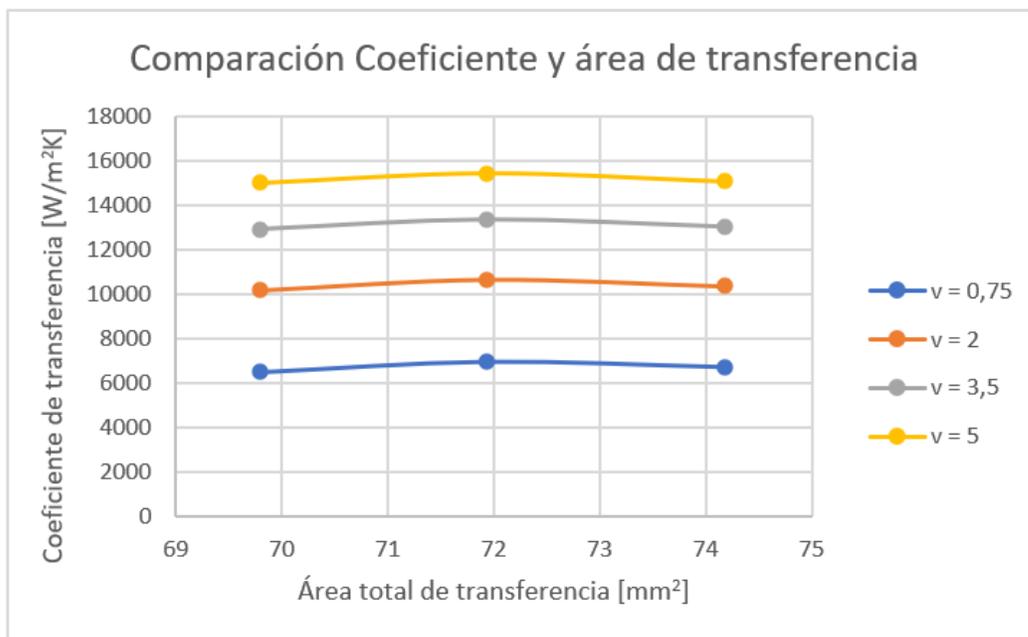


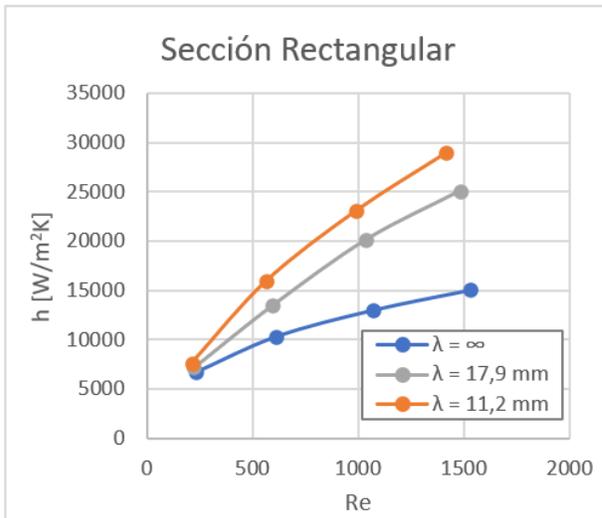
Figura 4.13: Gráfico comparativo de los resultados obtenidos de coeficiente de transferencia de calor a lo largo del canal respecto el área total de transferencia para cada una de las velocidades estudiadas en los canales rectos utilizando agua como refrigerante.

En este punto, es importante volver a los perfiles anteriormente mostrados (figuras 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 y 4.9), ya que si bien el área de transferencia puede ser mayor en un canal con sección transversal rectangular, la velocidad más cercana al borde de transferencia sería menor que en el caso de la sección con fondo semicircular.

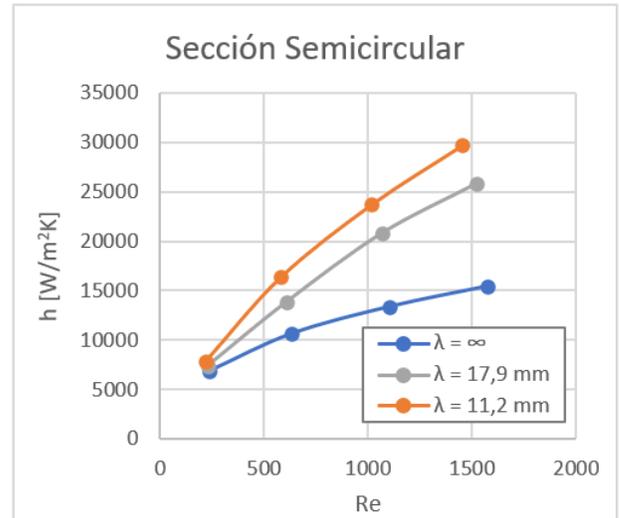
En su lugar, se ve en la figura 4.13 que existe una clara relación entre el aumento de la velocidad media del flujo y el aumento del coeficiente de transferencia de calor. Recordando la ecuación 2.7 de definición del número de Reynolds, esto implica que hay una tendencia también para el valor de Reynolds y por consiguiente con el aumento del Nusselt (ecuación 1.1) y la longitud de entrada necesaria (ecuación 1.8).

Influencia de la curvatura de los canales

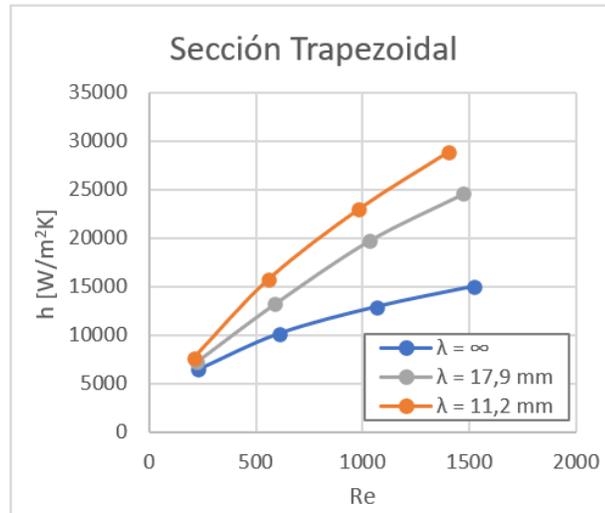
En el gráfico de la figura 4.14, se nota que a medida que aumenta la curvatura, la transferencia de calor también lo hace. Para la curvatura de $\lambda = 17,9mm$ aumenta en un promedio de 39,4%, con un máximo de 65% para el caso de la velocidad más alta, con respecto al canal recto. En el caso de la curvatura de $\lambda = 11,2mm$, esta aumenta en promedio 66,2%, mientras que puede llegar a un máximo del 104,5% respecto al canal recto.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.14: Comparación del coeficiente de transferencia de calor respecto al número de Reynolds para las distintas curvaturas usando agua como refrigerante.

Este fenómeno ha sido ampliamente investigado, conociendo así que al contar con una superficie corrugada o irregular, la capa límite térmica en dicha superficie tendrá menor oportunidad de desarrollarse permitiendo una mayor transferencia de calor, más aún cuando la anchura del canal no permite que partículas de flujo queden estancadas a lo largo de este, como se ve en la figura 4.15.

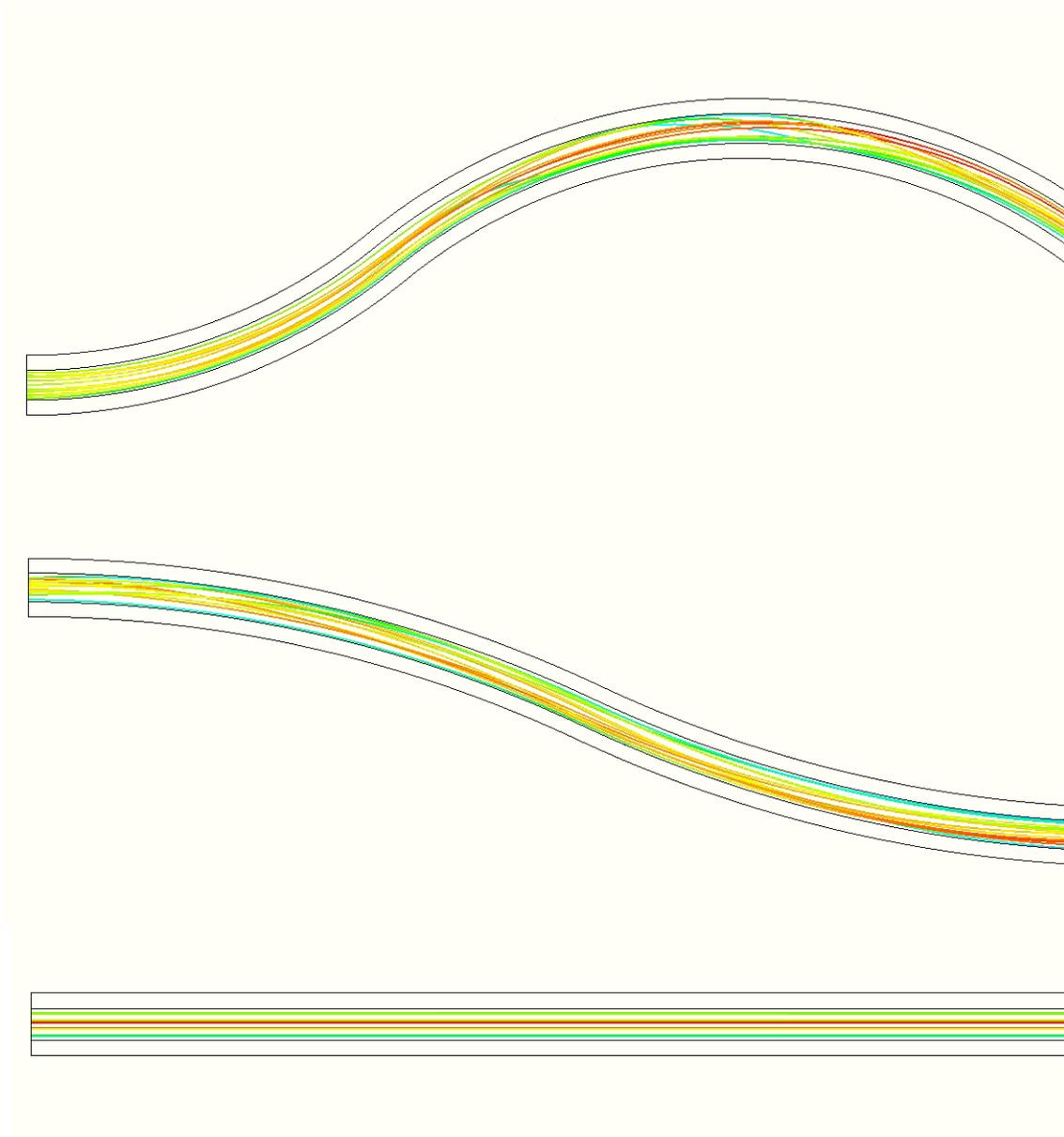


Figura 4.15: Ilustración de las líneas de flujo para el canal recto y los dos curvos estudiados, con sección transversal rectangular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo $5 [m/s]$.

Para ver el comportamiento térmico a lo largo del canal, se grafican los valores de coeficiente de transferencia local (figuras 4.16, 4.17, 4.18 y 4.19) y temperatura de la interfaz sólida-líquida local (figuras 4.20, 4.21, 4.22 y 4.23) a medida que se avanza en dicho canal.

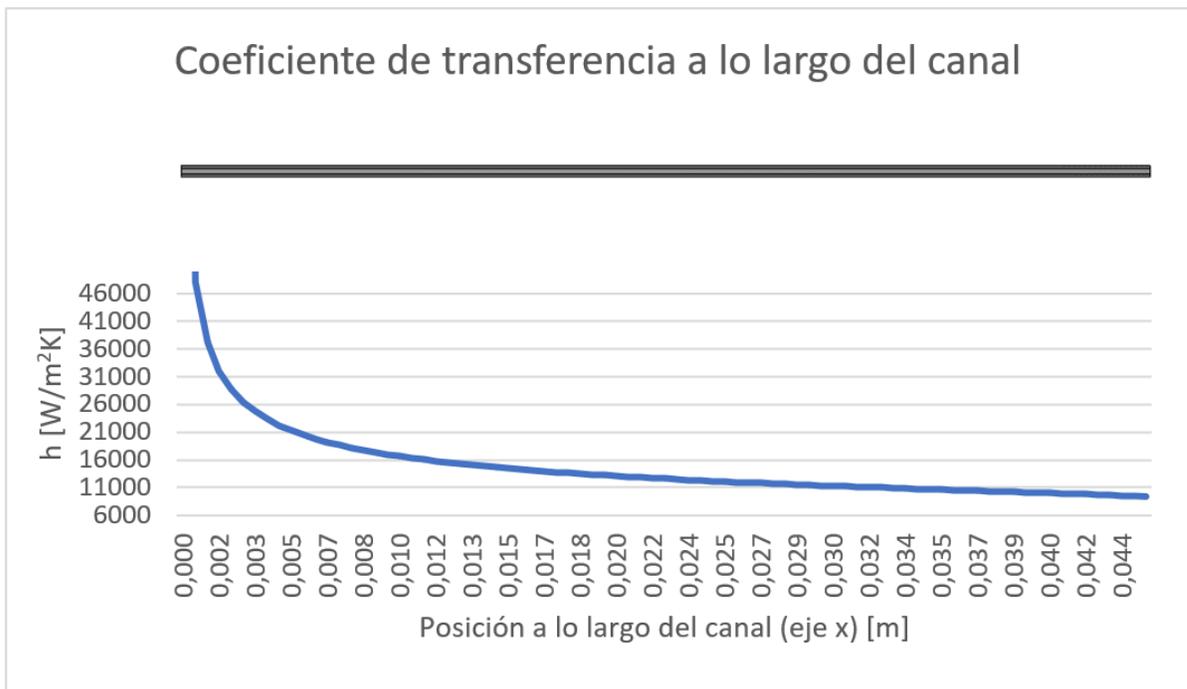


Figura 4.16: Gráfico de coeficiente de transferencia local a lo largo del canal recto, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].

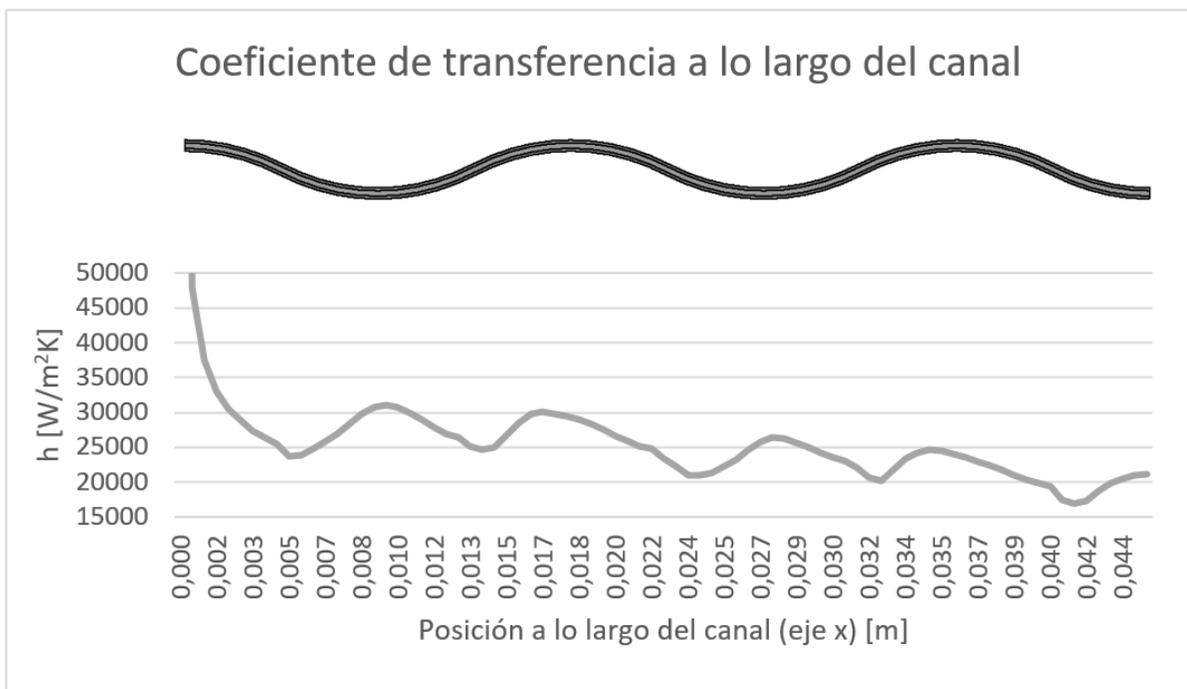


Figura 4.17: Gráfico de coeficiente de transferencia local a lo largo del canal con curvatura $\lambda = 17,9 [mm]$, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].

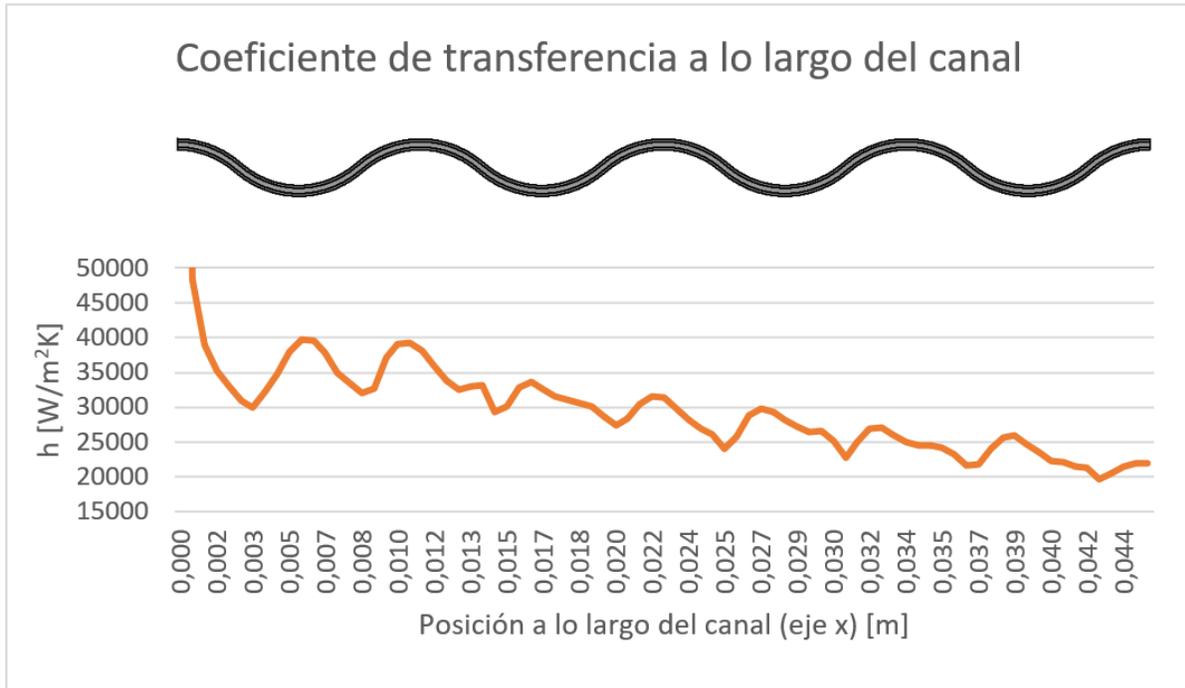


Figura 4.18: Gráfico de coeficiente de transferencia local a lo largo del canal con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo $5 [m/s]$.

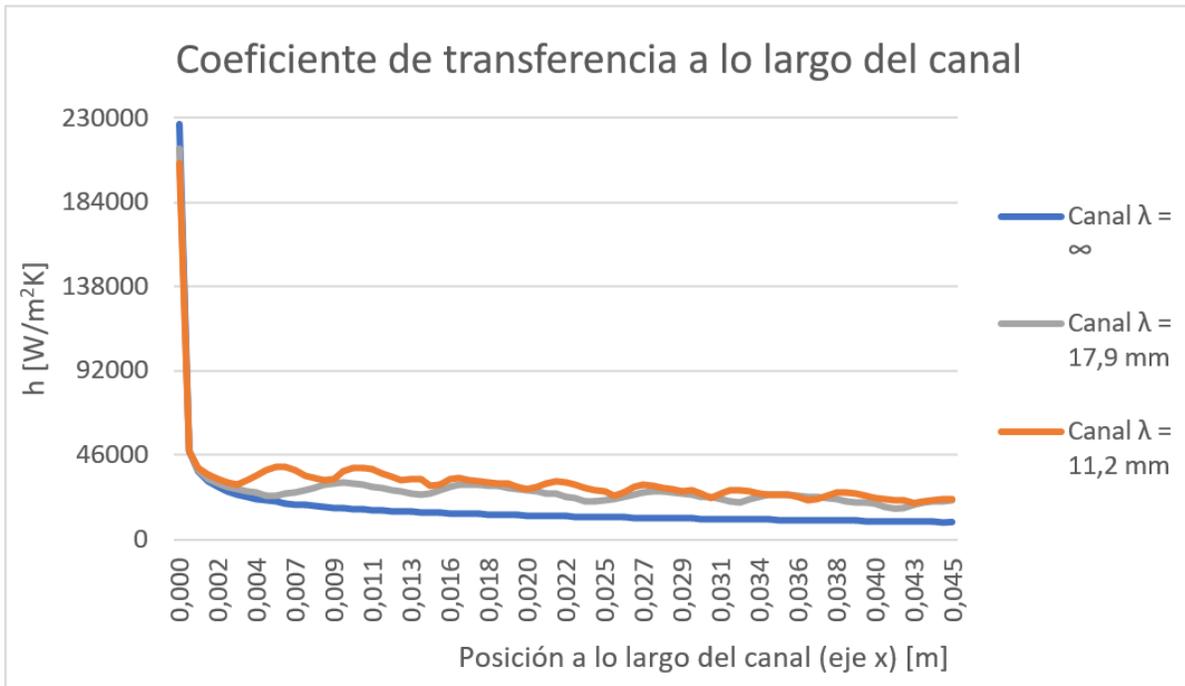


Figura 4.19: Gráfico comparativo de coeficiente de transferencia local a lo largo de los tres canales con distintas curvaturas, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo $5 [m/s]$.

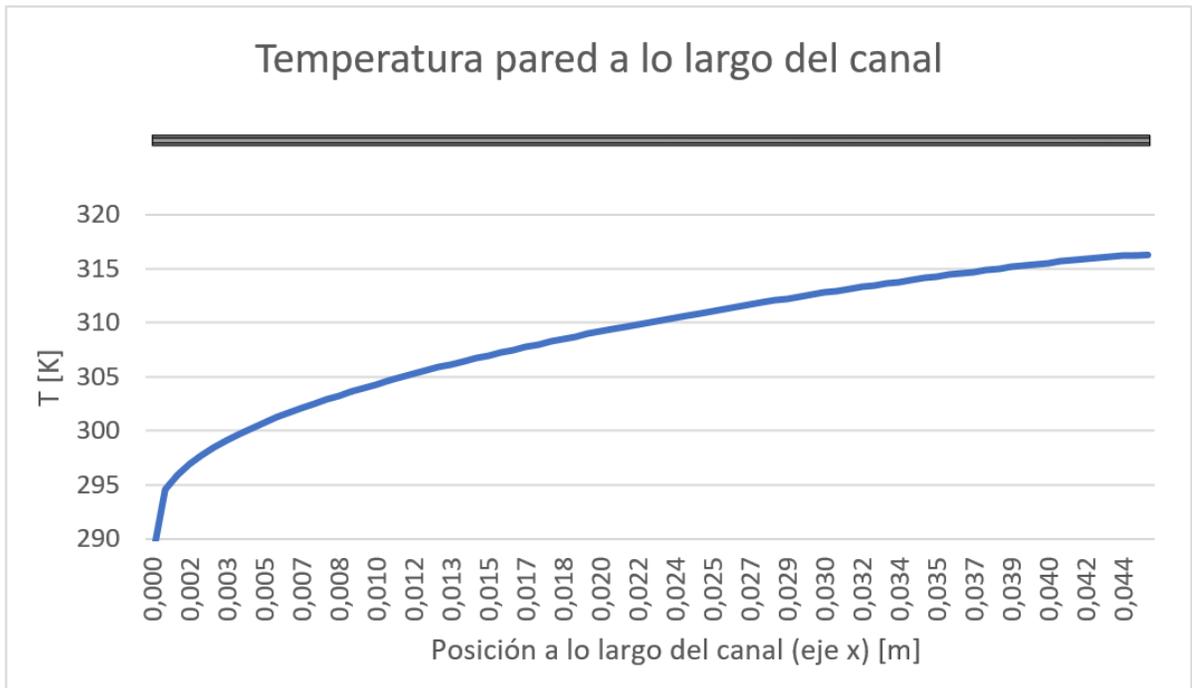


Figura 4.20: Gráfico de temperatura de la interfaz solido-líquido local a lo largo del canal recto, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].

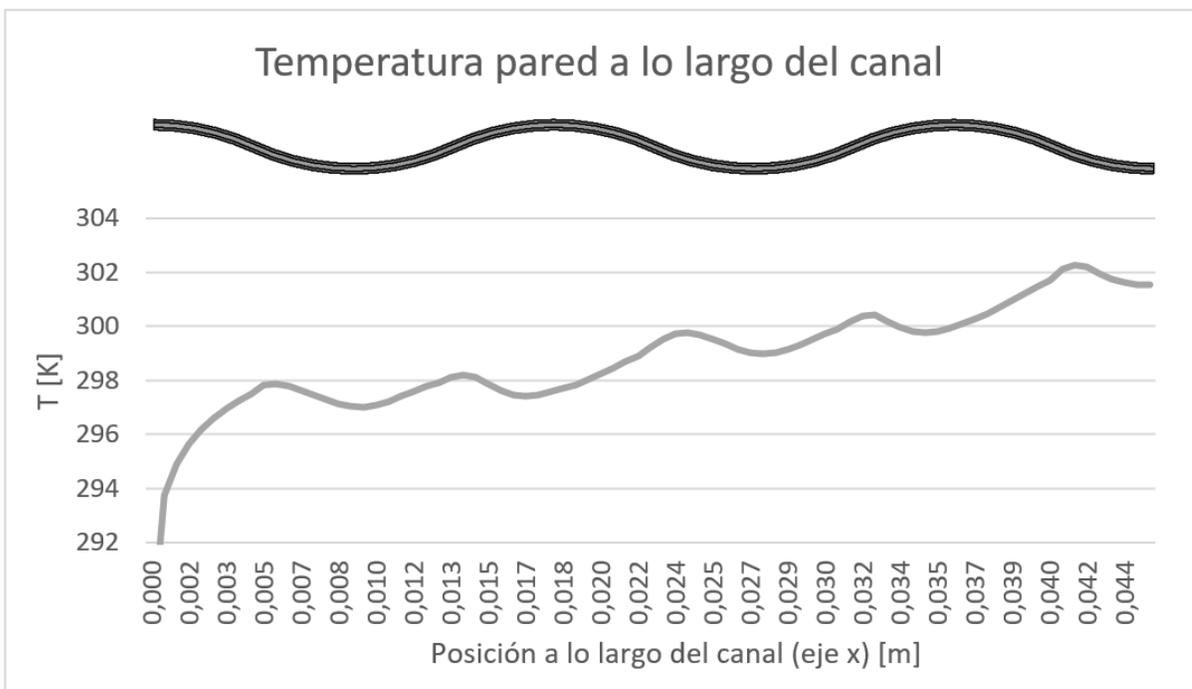


Figura 4.21: Gráfico de temperatura de la interfaz solido-líquido local a lo largo del canal con curvatura $\lambda = 17,9[mm]$, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].

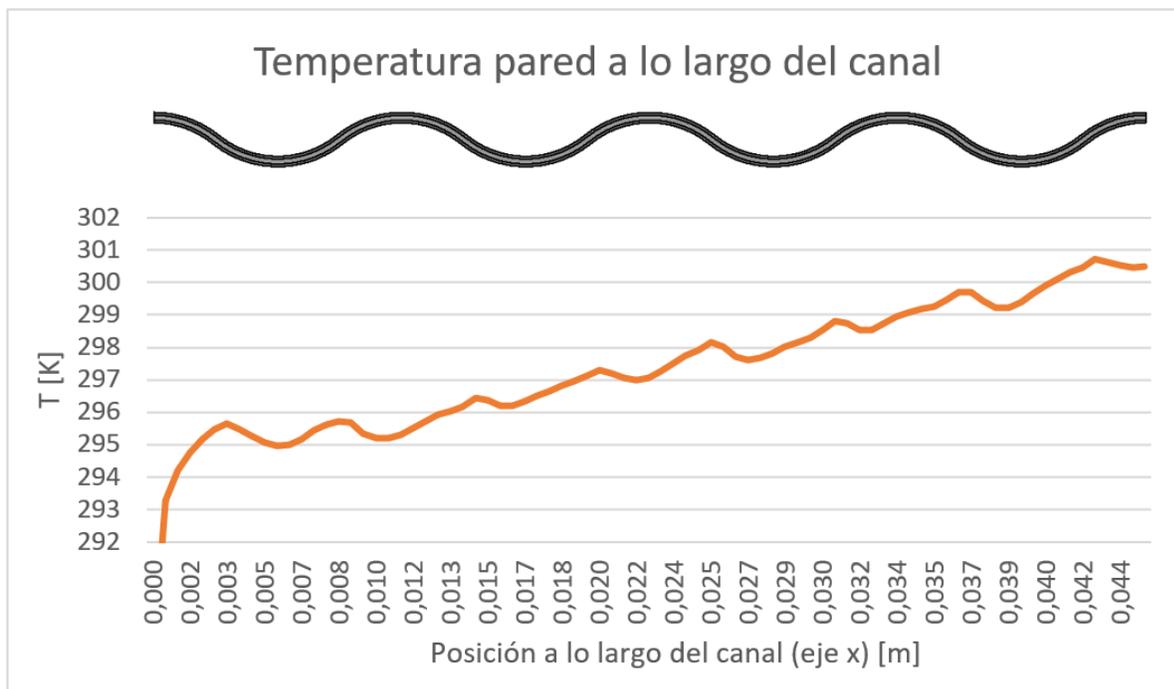


Figura 4.22: Gráfico de temperatura de la interfaz solido-líquido local a lo largo del canal con curvatura $\lambda = 11,2$ [mm], con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].

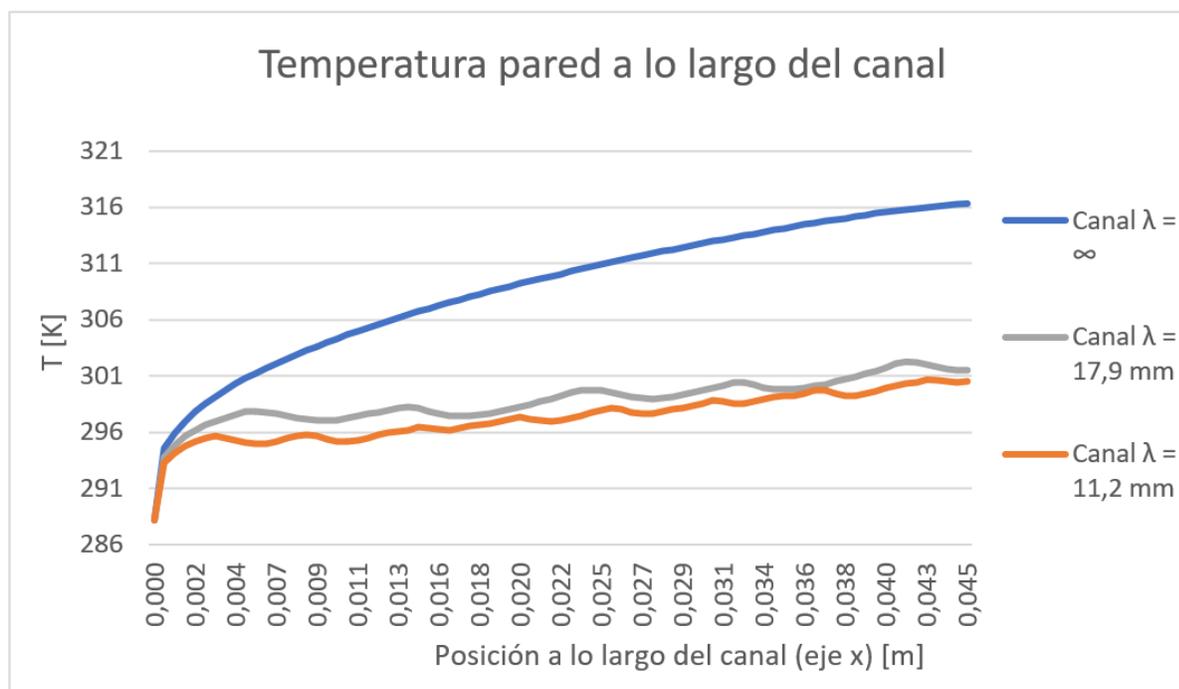


Figura 4.23: Gráfico comparativo de temperatura de la interfaz solido-líquido local a lo largo de los tres canales con distintas curvaturas, con sección transversal de fondo semicircular, agua como refrigerante y velocidad media inicial del flujo 5 [m/s].

Como se puede apreciar en las figuras 4.17 y 4.18, el coeficiente de transferencia local alcanza sus valores más altos en los puntos donde se curva el canal, es decir, donde el canal tiene su máxima amplitud (ver figura 4.24).

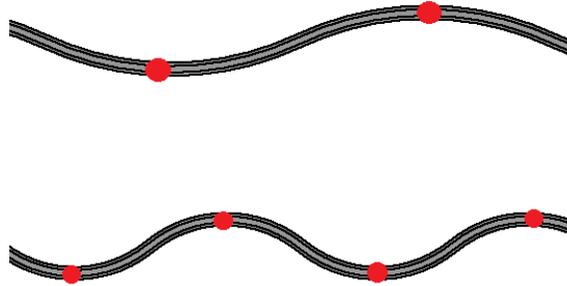


Figura 4.24: Ilustración de los puntos de curvaturas de los canales con $\lambda = 17,9[mm]$ y $\lambda = 11,2[mm]$, destacados con círculos rojos.

Así mismo, los valores más bajos presentados de coeficiente de transferencia local se encuentran entre los puntos de curvaturas. Análogamente, la temperatura de la interfaz sólido-líquido tendría un comportamiento inversamente proporcional a la transferencia de calor, lo que se puede notar en las figuras 4.19 y 4.23. En ellas, se ve que en los canales de distintas curvaturas mientras el coeficiente de transferencia sube a lo largo del canal, la temperatura de interfaz disminuye. Así mismo, se nota que en los puntos de curvatura la temperatura de la interfaz local baja, y entre estos puntos de curvatura, la temperatura sube, contrario a lo que ocurre con el coeficiente de transferencia.

Bajo la misma lógica de la aplicación de canales con trayectoria no recta es que se aplican generadores de vorticidades -como aletas-, con la finalidad de mezclar el fluido y que no se desarrolle la capa límite térmica, otra técnica ampliamente estudiada que no fue explorada en esta investigación en particular.

Además de lo anterior señalado, el área de transferencia de calor total entre los canales con distinta curvatura también tiene una variación importante (ver tabla 4.8). En este caso, los valores de áreas de transferencia sí se condicen con los resultados obtenidos en relación a la teoría. Lo último se debería a que los dos factores determinantes para la variable de curvatura, es decir el área de transferencia y la mezcla del fluido, tendrían una relación directamente proporcional con la transferencia energética.

Finalmente, para realizar un balance energético entre la cantidad de calor entregado al sistema y el calor que es absorbido por el fluido, se utilizan las ecuaciones 1.18 y 1.20. Los resultados de la cantidad de calor entregada al sistema son 21.32, 22.03 y 23.10 [W], para los canales $\lambda = \infty$, $\lambda = 17,9[mm]$ y $\lambda = 11,2[mm]$, respectivamente. En las tablas de la sección de Anexos B.7 se encuentran los valores en detalle del calor absorbido por el fluido refrigerante para cada uno de los modelos calculados, los que coinciden con los resultados del calor entregado al sistema. Así, calculando el error porcentual entre ambos valores para todos los casos explorados, se obtiene un error máximo de 0,511 %.

Influencia del uso de nanofluido como refrigerante

Pasando al uso de los nanofluidos, cabe recordar que la intención detrás de este cambio es aumentar la conductividad térmica de fluido utilizado como refrigerante. Para el caso de un 2% de fracción en volumen de alúmina en agua, la transferencia de calor calculada es mayor que la obtenida utilizando agua pura, lo que se refleja en el número de Nusselt cuando se compara en base al número de Reynolds. Haciendo la comparación con el canal recto, el de curvatura $\lambda = 17,9[mm]$ presenta un aumento del Nusselt respecto al número de Reynolds del 3,7%, mientras que en los canales de curvatura $\lambda = 11,2[mm]$ el aumento promedio es de 7%, alcanzando un máximo de un 14,5% en la velocidad más alta aplicada.

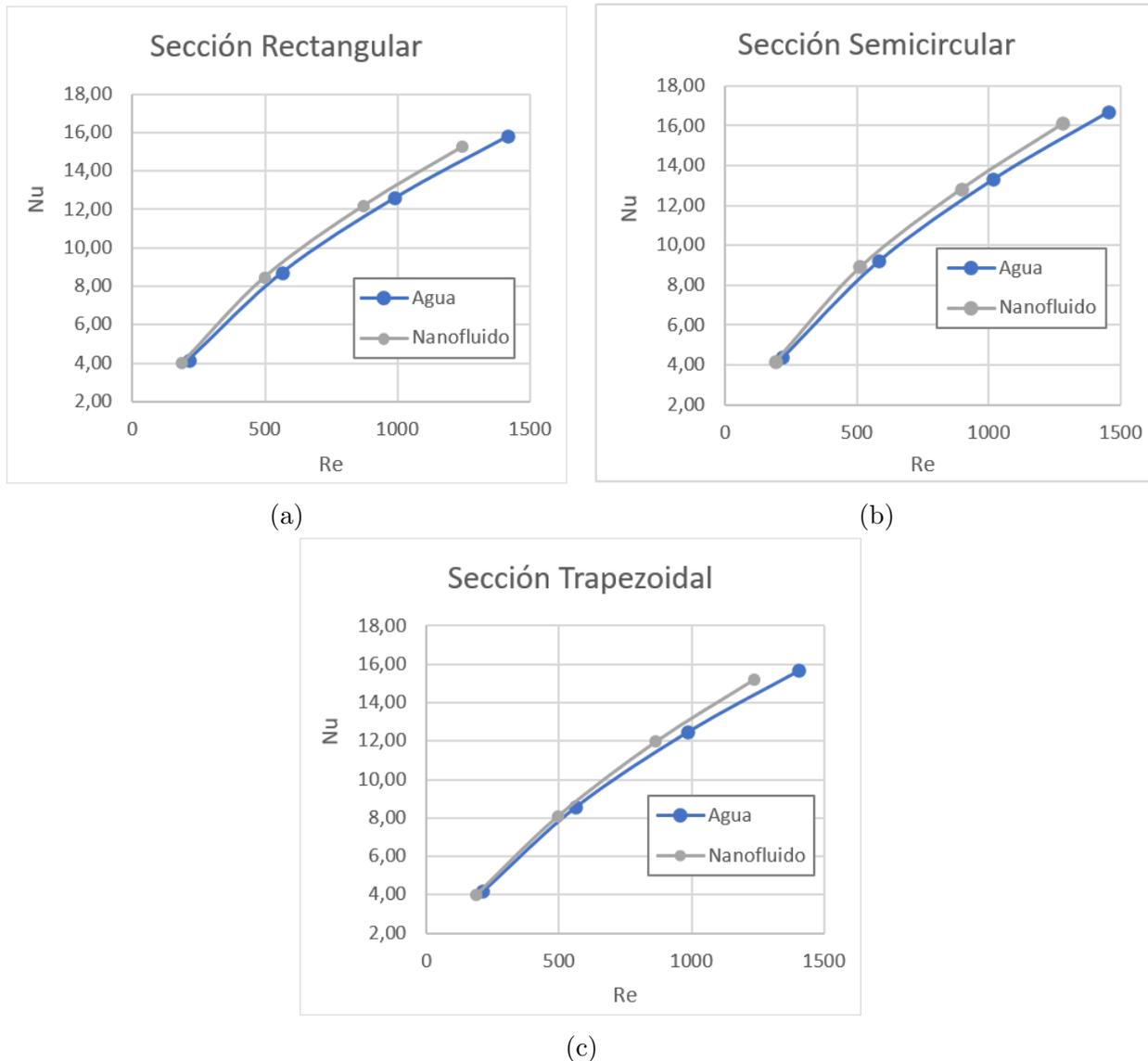


Figura 4.25: Comparación del número de Nusselt respecto al número de Reynolds para los canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$.

4.3.2. Análisis de la caída de presión en los modelos

Influencia de la sección transversal de los canales

Existe una relación inversamente proporcional entre el aumento del diámetro hidráulico y la caída de presión. Considerando que para cada canal se evaluaron las mismas velocidades y los mismos flujos másicos, tiene sentido pensar que un diámetro equivalente mayor tenga una caída de presión menor, si se tiene presente el principio de Bernoulli.

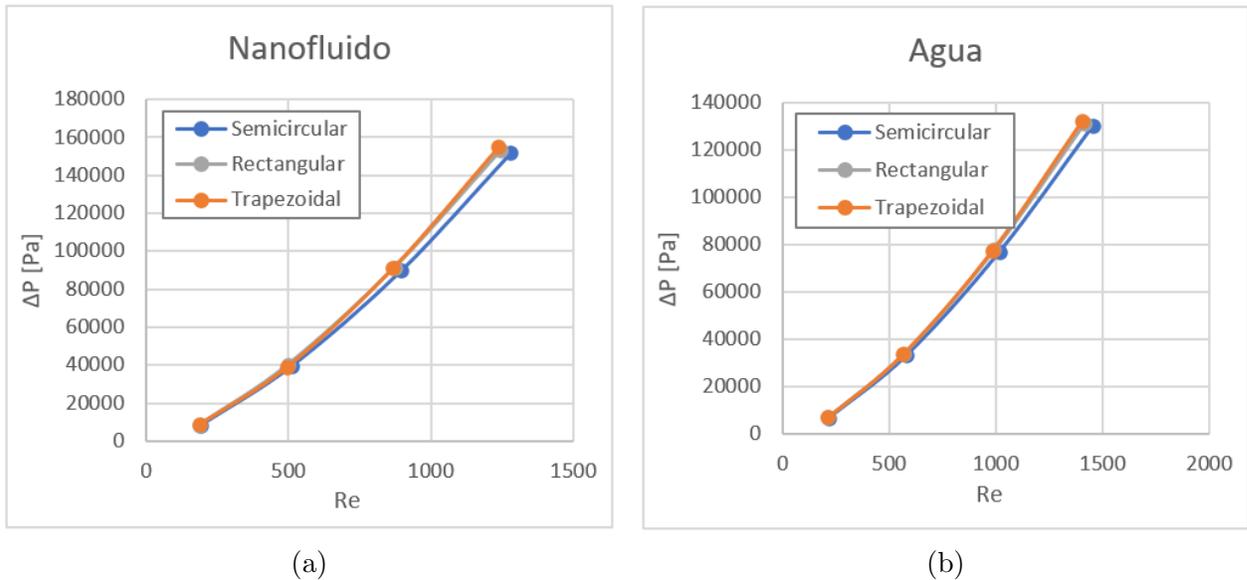


Figura 4.26: Comparación de la caída de presión respecto al número de Reynolds para los canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$.

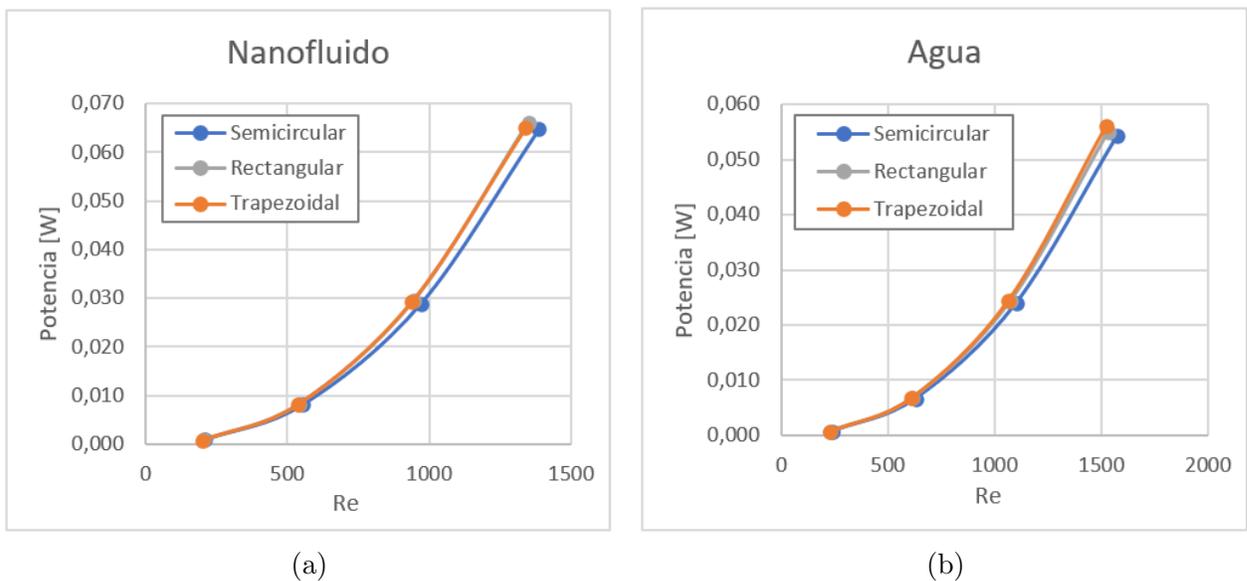


Figura 4.27: Comparación de la potencia de bombeo respecto al número de Reynolds para los canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$.

La sección transversal de fondo semicircular es la que tendría una caída de presión ligeramente menor que las otras dos secciones, con una disminución del 5,4 %, 4,9 % y 5,6 % en las curvaturas $\lambda = \infty$, $\lambda = 17,9[mm]$ y $\lambda = 11,2[mm]$ respectivamente, comparando con la sección rectangular. De esta forma, se calcula la potencia de bombeo necesaria para poder hacer funcionar cada uno de estos modelos. En el gráfico 4.27 se muestra que finalmente los diseños que requieren una menor potencia de operación son los de sección de fondo semicircular, mientras que los que requieren una mayor potencia son los de sección trapezoidal.

Influencia de la curvatura de los canales

Haciendo la comparación entre los canales rectos y los con curvatura, se puede comprobar que la caída de presión aumenta considerablemente con las irregularidades del canal.

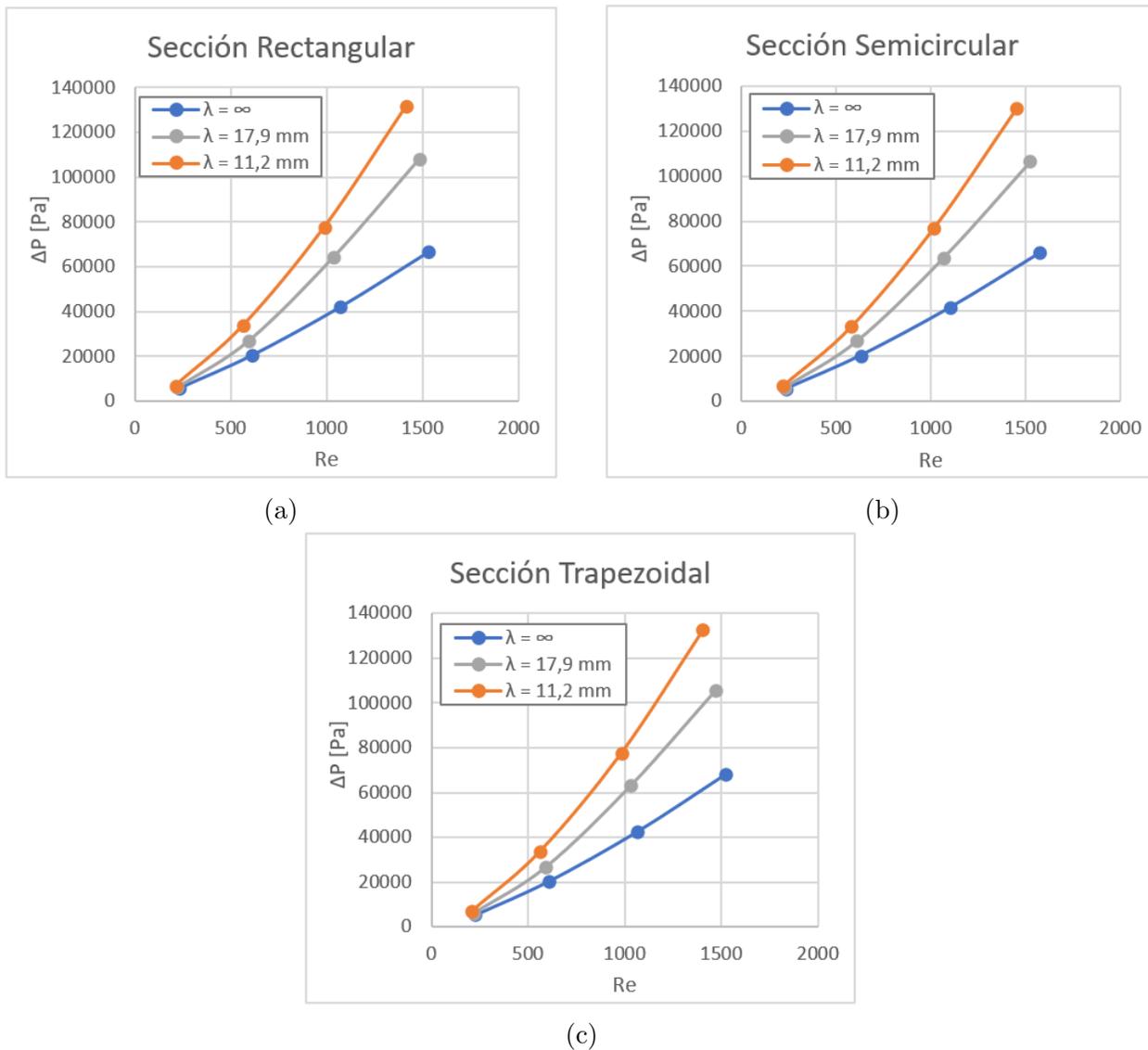


Figura 4.28: Comparación de la caída de presión respecto al número de Reynolds para las distintas curvaturas utilizando agua como refrigerante.

Por consiguiente, el factor de fricción también aumenta, al igual que la potencia de bombeo requerida para el funcionamiento del dissipador de calor. Esto se explica porque al tener un canal no recto el flujo deja de ser totalmente uniforme manifestado en líneas de corriente que no son rectas, como se ve en la figura 4.15. Esto último muestra una resistencia al movimiento del flujo, lo que se traduce en una pérdida de energía y presión mayor que en los canales rectos. Se nota un aumento promedio en la caída de presión del 47,8 % y 88,5 % comparando el canal recto con los de curvatura $\lambda = 17,9[mm]$ y $\lambda = 11,2[mm]$, respectivamente.

Influencia del uso de nanofluido como refrigerante

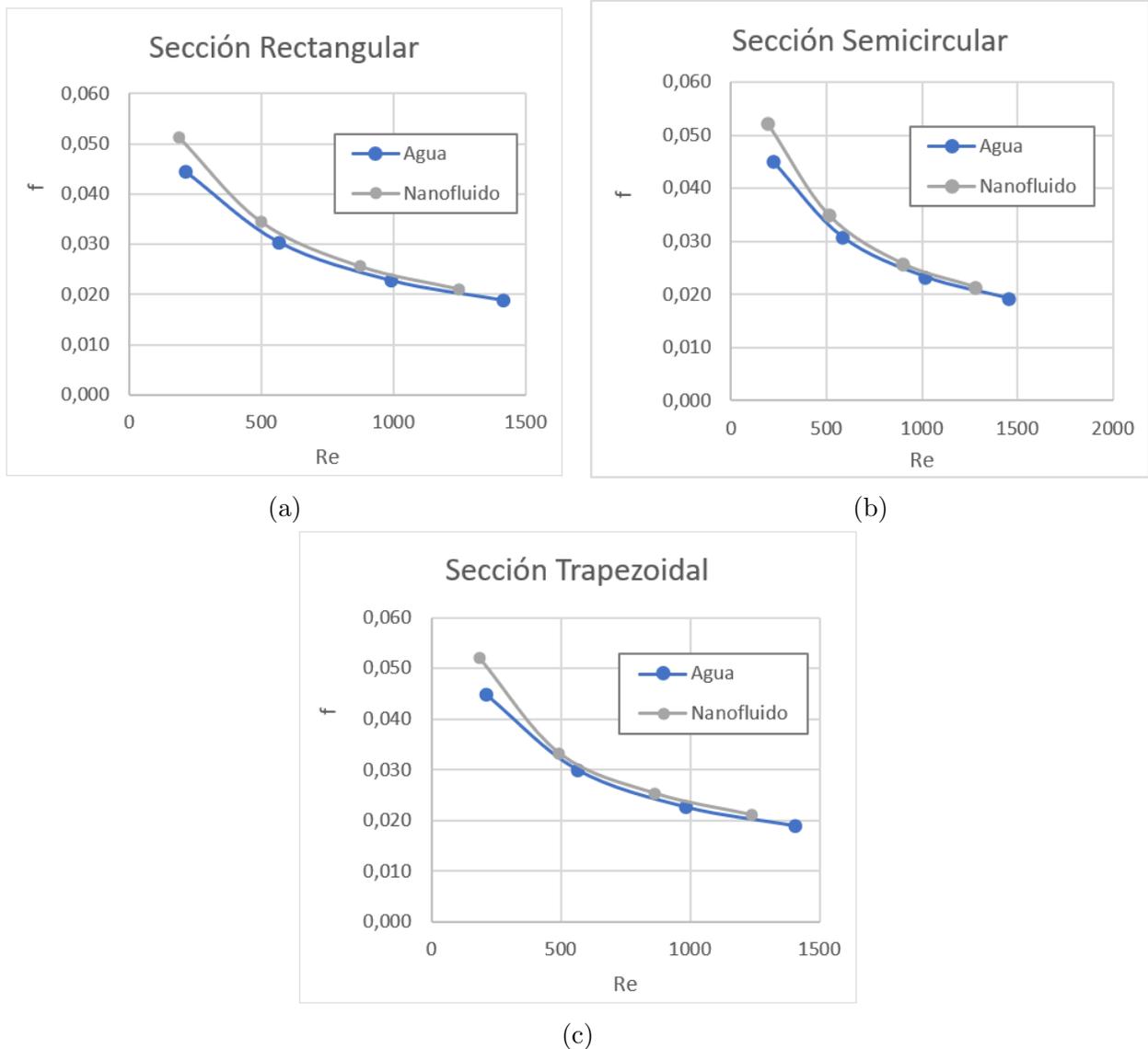


Figura 4.29: Comparación del factor de fricción respecto al número de Reynolds para los canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$.

En el aspecto de la caída de presión, el cambio de añadir nanoparticulado al agua se basa principalmente en el aumento de la viscosidad dinámica que tendría este fluido. Como se puede ver en las tablas en la sección de anexos, los valores de viscosidad son más altos en el

nanofluidos que en el agua pura. Es importante recordar que la viscosidad de un fluido indica la resistencia al movimiento y además está estrechamente relacionado con la diferencia de presión por la fuerza cortante necesaria para el flujo. Este comportamiento se refleja en los resultados, en los que se nota un leve aumento en la caída de presión al utilizar el nanofluido, lo que por consecuencia significa un aumento promedio en el factor de fricción del 9,1%, 6,6% y 6,4% en las curvaturas $\lambda = \infty$, $\lambda = 17,9[mm]$ y $\lambda = 11,2[mm]$ respectivamente.

4.3.3. Análisis comparativo

Para la comparación entre las distintas configuraciones se toma en cuenta la capacidad que tiene el diseño de transferir calor y además de la potencia requerida para su funcionamiento. De esta forma, se puede encontrar la configuración que maximice su coeficiente de transferencia con una caída de presión relativamente baja para que la potencia de bombeo requerida también lo sea (ecuación 2.11).

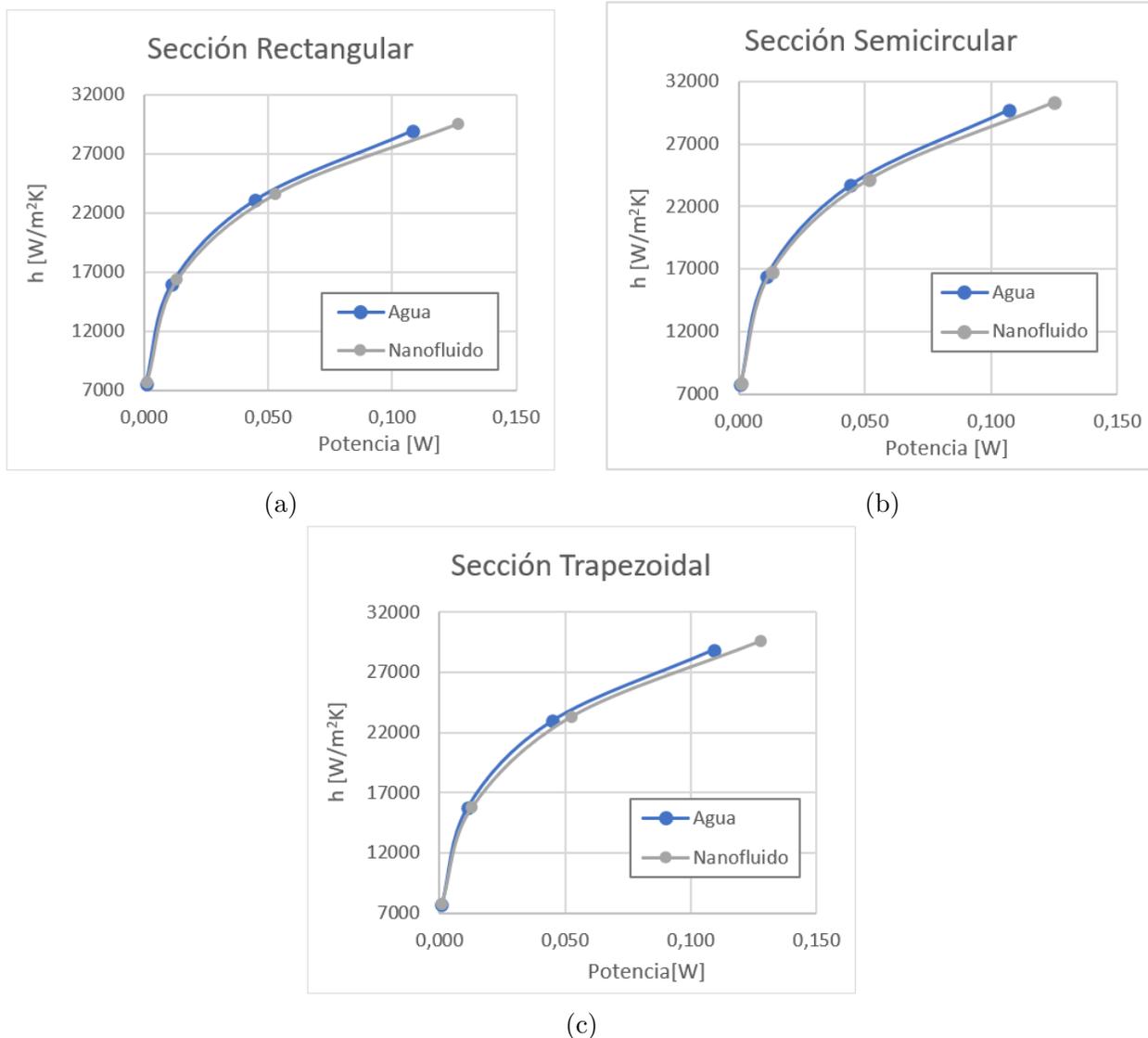


Figura 4.30: Cambio de coeficiente de transferencia de calor respecto a la potencia de bombeo requerida para las tres secciones de canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$.

En las figuras 4.30 y 4.31 se muestra una relación importante en el mundo ingenieríl, ya que el propósito de reducir la caída de presión es justamente requerir menor potencia para poder hacer funcionar el dispositivo, y como se aprecia en la ecuación 2.11 la caída de presión es directamente proporcional a esta potencia.

En el gráfico de la figura 4.30 se hace la comparación entre el funcionamiento de los dos fluidos en cada sección transversal. Se puede ver que la curva del líquido de agua está por sobre la de nanofluido, lo que indicaría que el agua presentaría un coeficiente de transferencia de calor mayor que el nanofluido para la misma potencia de bombeo. Por otra parte, el nanofluido, como ya se explica, también tiene valores de viscosidad dinámica mayor al agua, lo que se traduce en una mayor caída de presión. Esto en conjunto sentencia la superioridad del agua en este análisis específico.

Si ahora se compara el comportamiento de cada una de las secciones transversales en un fluido particular, se aprecia que es la sección con fondo semicircular es la que tendría un mejor comportamiento general.

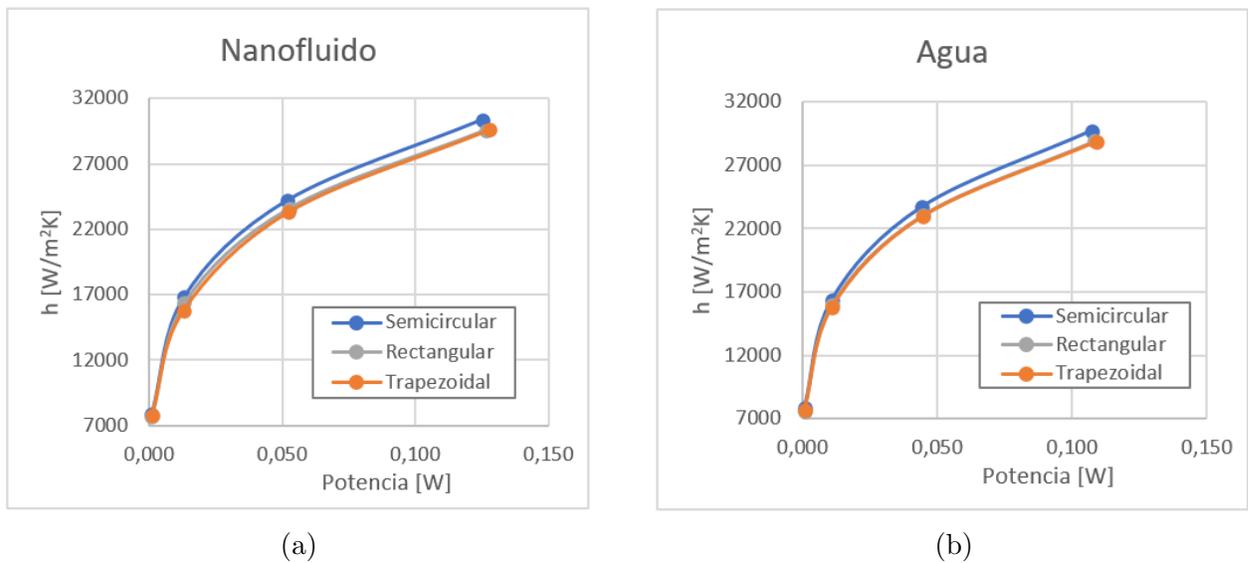


Figura 4.31: Cambio de coeficiente de transferencia de calor respecto a la potencia de bombeo requerida para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$.

El resultado que se ve en la figura 4.31 es esperable, ya que se ve en el análisis exclusivamente térmico que la sección de fondo semicircular tiene un pequeño aumento en el calor transferido respecto a los otros. Además de esto, también se revisa que la caída de presión es ligeramente menor a las otras secciones (figura 4.26).

Por otra parte, el factor de funcionamiento descrito en la ecuación 2.12 [17] compara el valor del número de Nusselt y el factor de fricción de un modelo con otro modelo de base, que en este caso es el canal recto con sección transversal rectangular y agua como refrigerante.

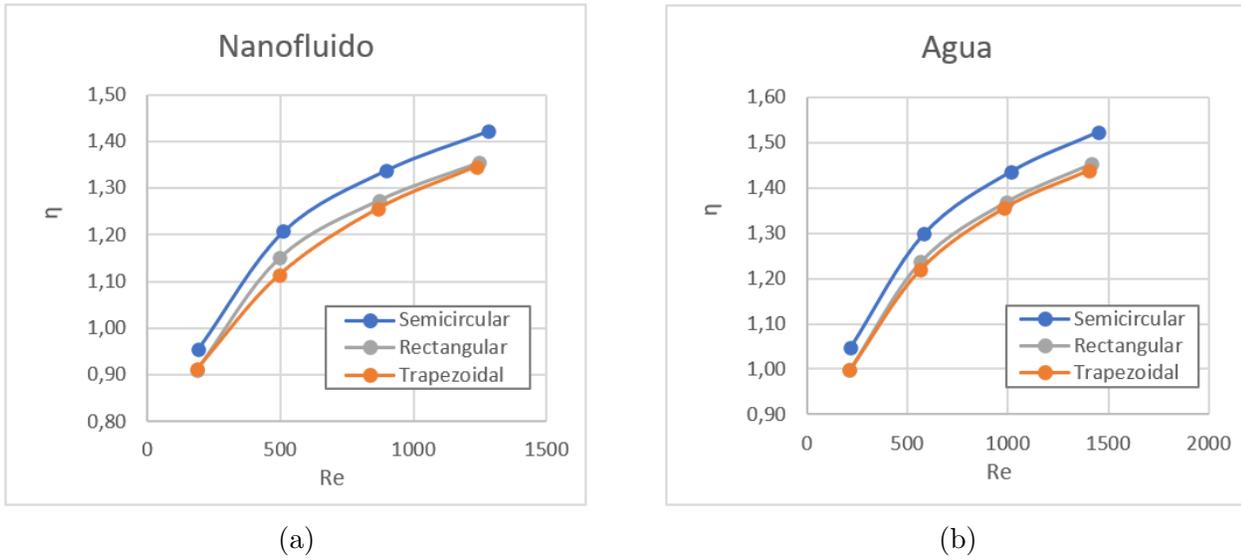


Figura 4.32: Cambio de factor de funcionamiento respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 11,2 [mm]$.

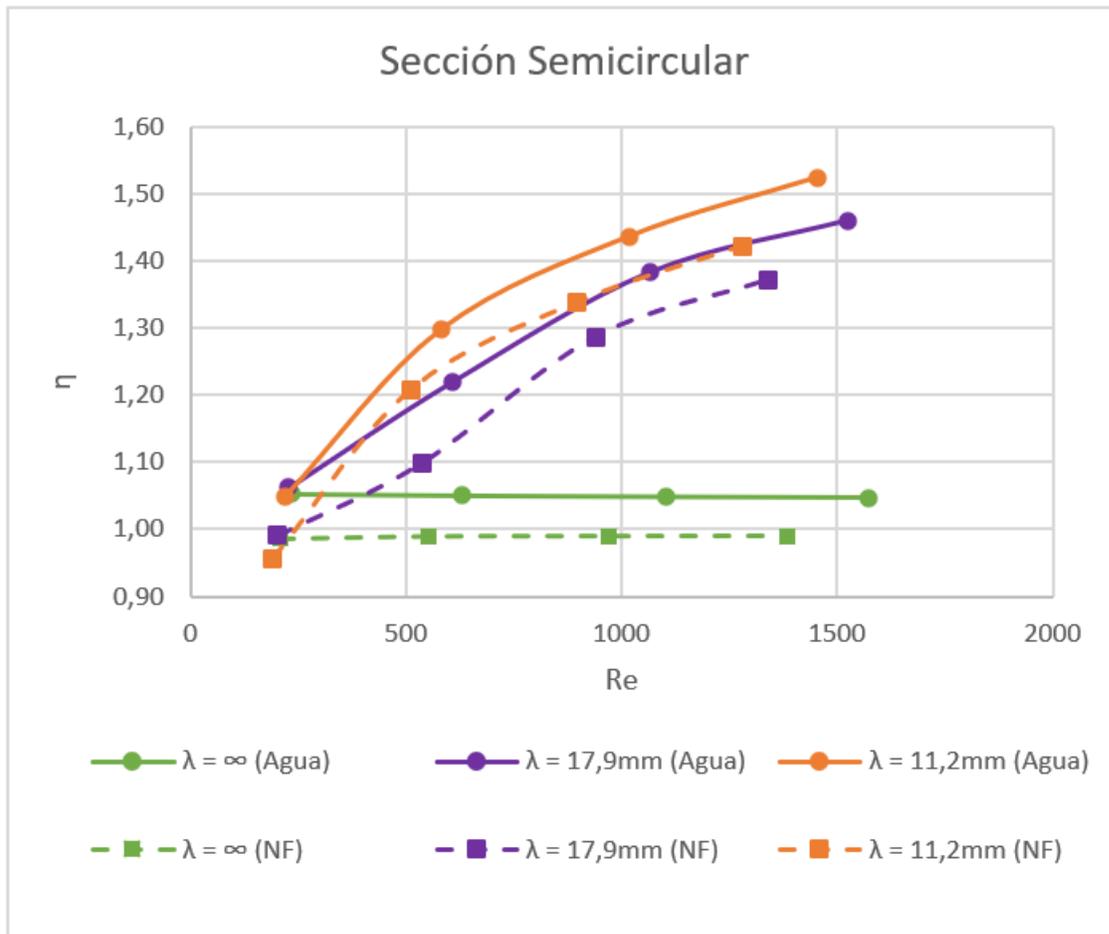


Figura 4.33: Cambio de factor de funcionamiento respecto al número de Reynolds para todos los modelos con sección con fondo semicircular (NF = nanofluido).

En la figura 4.32 se confirma lo entregado por los demás resultados, reafirmando que es la sección con fondo semicircular la que tendría un mejor comportamiento que las otras dos secciones. Comparando ahora todos los casos que tienen sección con fondo semicircular, el factor de funcionamiento utilizando una curvatura de $\lambda = 11.2 [mm]$ presenta un mayor valor que las otras, así como el uso de agua tiene un factor mayor que el uso del nanofluido (Ver figura 4.33).

Como se revisa en el análisis térmico, el valor del número de Nusselt es más bajo con el uso del nanofluido que con el del agua, por el menor número de Reynolds y su mayor conductividad térmica. Respecto al análisis hidráulico, la caída de presión es más alta con el uso del nanofluido por el aumento de su viscosidad dinámica respecto al fluido base. Estos dos puntos establecen que tendría un mejor comportamiento general el agua como refrigerante, respecto a este factor específico.

Finalmente, haciendo la comparación con las correlaciones propuestas para diseños similares de número de Nusselt (ecuación 1.1), factor de fricción (ecuación 1.2) y factor de funcionamiento (ecuación 1.3), se obtienen resultados cercano a los calculados. Sin embargo, aun que hay una tendencia clara en ambos, el comportamiento que tienen las correlaciones parece distinto al de los valores calculados, como se puede ver en las figuras 4.34, 4.35, 4.36 y 4.37.

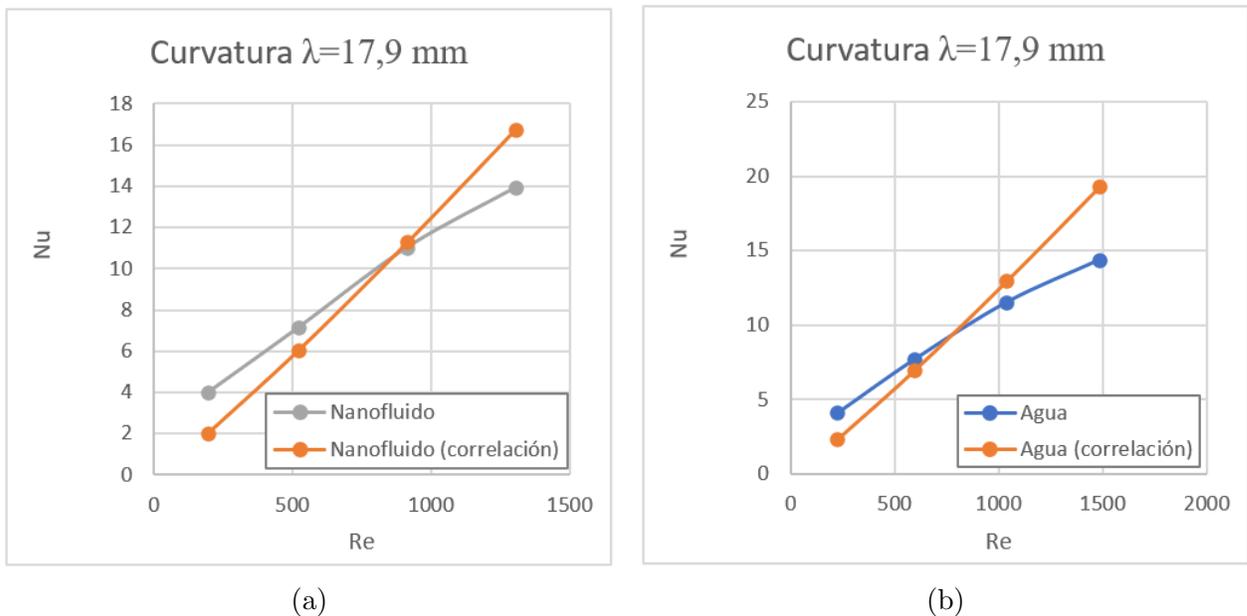
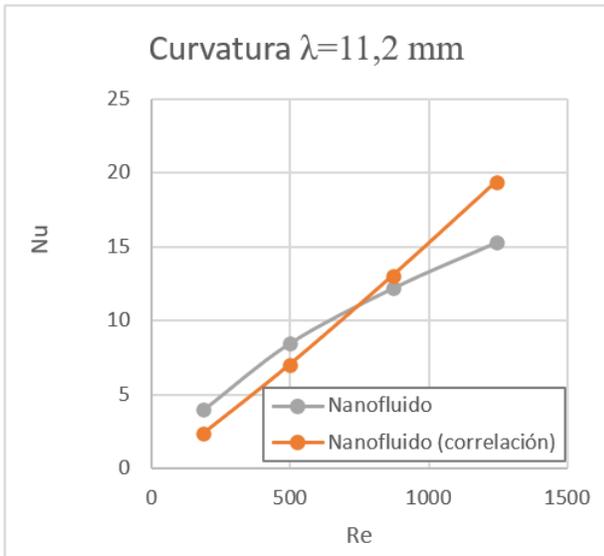
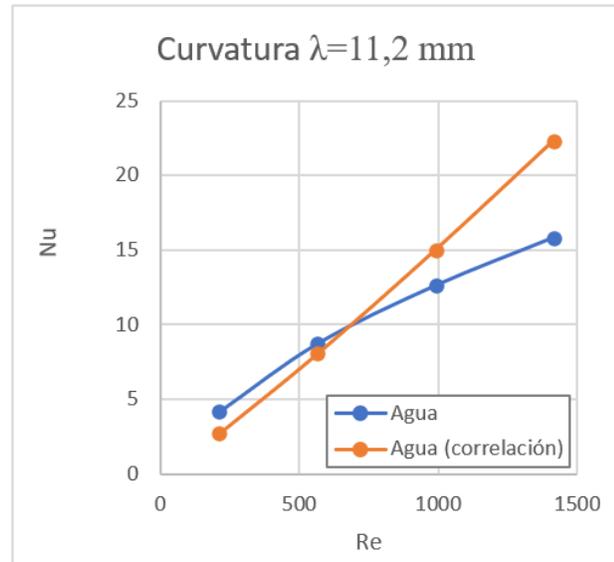


Figura 4.34: Comparación de los valores de Nusselt obtenidos por los modelos y los obtenidos por las correlaciones respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 17,9 [mm]$.

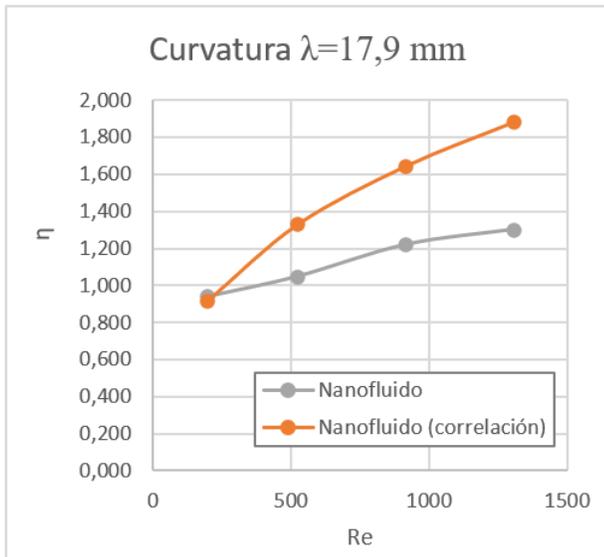


(a)

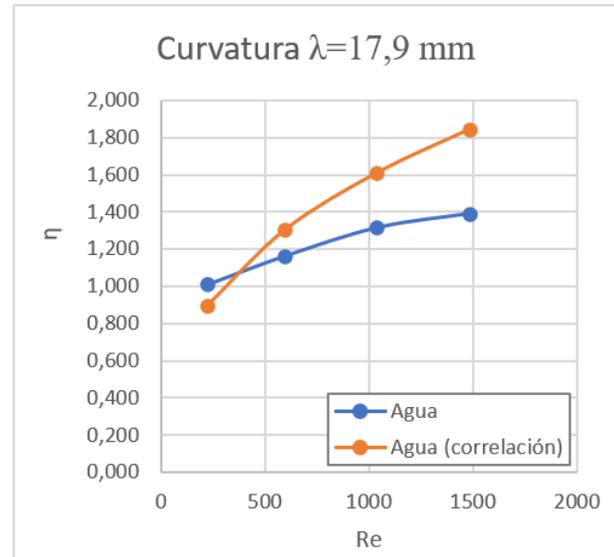


(b)

Figura 4.35: Comparación de los valores de Nusselt obtenidos por los modelos y los obtenidos por las correlaciones respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 11,2$ [mm].



(a)



(b)

Figura 4.36: Comparación de los valores de factor de funcionamiento obtenidos por los modelos y los obtenidos por las correlaciones respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 17,9$ [mm].

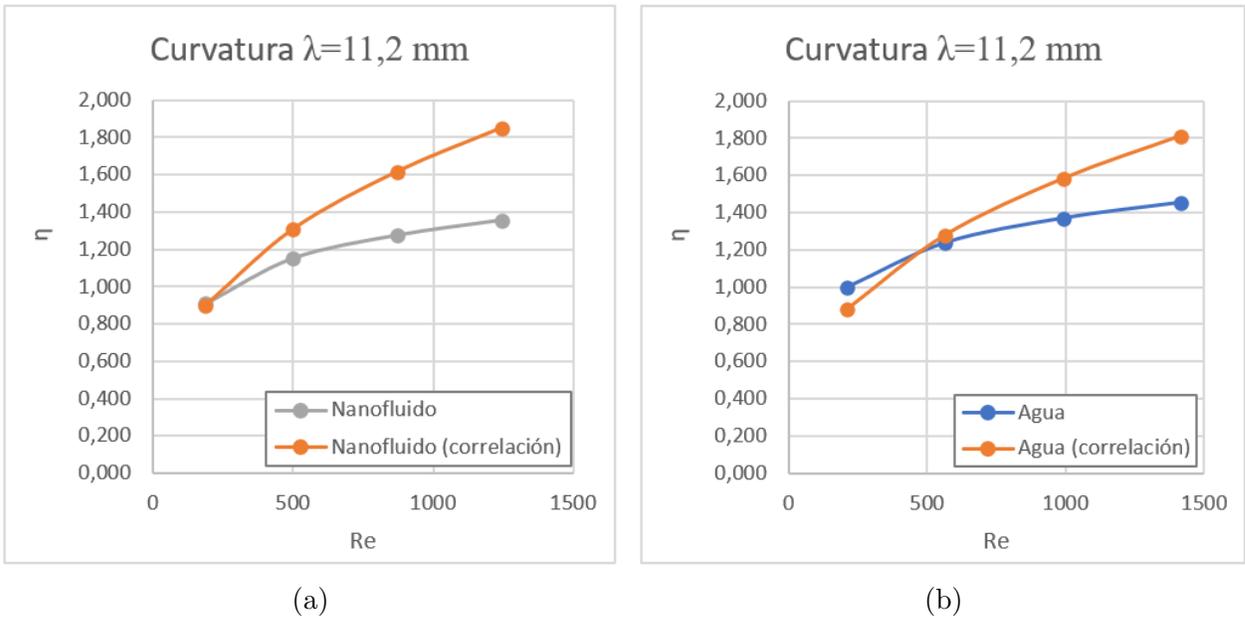


Figura 4.37: Comparación de los valores de factor de funcionamiento obtenidos por los modelos y los obtenidos por las correlaciones respecto al número de Reynolds para los distintos fluidos en canales con curvatura $\lambda = 11,2$ [mm].

Por lo que se puede apreciar, las correlaciones no permitirían predecir de forma certera el comportamiento general de los disipadores estudiados en el presente trabajo. Los valores de Nusselt y del factor de funcionamiento crecen con mayor rapidez respecto al Reynolds, entregando resultados sobreestimados de la evaluación del diseño.

Capítulo 5

Discusión y conclusiones

En el mundo de los intercambiadores de calor existe, como ya se revisó, una gran gama de estrategias que se pueden utilizar para aumentar la transferencia de calor, teniendo en consideración la caída de presión para que se requiera una menor potencia para la operación. En este trabajo investigativo, se evalúan muchas estrategias distintas para mejorar el funcionamiento de un intercambiador de calor con microcanales y se obtienen resultados de la interacción de estas estrategias entre sí.

Como se aprecia en el análisis netamente térmico, el uso de canales no rectos y de nanofluidos tienen una influencia positiva en el aumento de la transferencia de calor de forma independiente. Sin embargo, alterar la curvatura del canal presenta resultados más notorios que el uso de nanofluidos. El cambio a la curvatura $\lambda = 17,9[mm]$ tuvo un aumento promedio del 39.4 % en el coeficiente de transferencia y el cambio a la curvatura $\lambda = 11,2[mm]$ tuvo un aumento del 66.2 %, y mientras con el uso del nanofluido se obtuvo un aumento promedio del 11 %, respecto al número de Reynolds.

En el análisis de la caída de presión en las distintas configuraciones para estas dos estrategias, ocurre algo parecido; el uso de ambas implica un aumento en la caída de presión en el canal, y también el cambio a canales curvos tiene más impacto que utilizar el nanofluido. Sin embargo, el aumento promedio de la caída de presión con el nanofluido es de 18.8 %, mientras que el aumento para el cambio de curvaturas es de 47.8 % para $\lambda = 17,9[mm]$ y 88.5 % para $\lambda = 11,2[mm]$.

Estos dos últimos puntos se condicen con lo que se obtiene de los resultados del factor de funcionamiento, que para las curvaturas puede alcanzar 1.46 en el caso de $\lambda = 17,9[mm]$ y 1.52 en el de $\lambda = 11,2[mm]$, mientras que todos los modelos que usaban nanofluidos tienen un valor de este factor más bajo que con el uso de agua. Así se concluye que de las estrategias analizadas, la más efectiva es la de utilizar canales curvos.

Por otra parte, la influencia que tendría la sección transversal tanto en los canales rectos como los canales no rectos, es mucho más sutil que las otras dos estrategias antes mencionadas. Como se revisa, la sección con fondo semicircular es la que obtuvo los mejores resultados en comparación con las otras dos, representado en un aumento promedio del 1.3 % de coeficiente

de transferencia, y una disminución del 1.2% de la caída de presión con respecto a la sección rectangular. También se nota que esta influencia positiva es similar en las tres curvaturas exploradas ($\lambda = \{11,2, 17,9, \infty\}[mm]$).

A pesar de esto, es interesante como un cambio en la parte de elaboración de estos dispositivos -como es la sección transversal- permite tener una pequeña mejora. Esto es principalmente poniendo en contraste el uso de nanofluidos, que tiene la desventaja de dañar el dispositivo en el largo plazo pudiendo reducir su vida útil de forma significativa por la sedimentación y el desgaste del material de los canales. Si se considera que estos diseños están pensados para disipar una gran densidad de calor -cerca de los $100 [W/cm^2]$ -, entonces es llamativo en primera instancia utilizar nanofluidos, pero podría no ser el caso. Cambiando la sección transversal, existiría una inversión inicial para su elaboración pero no presentaría la contraparte de un daño al componente por desgaste, por lo que se concluye que a pesar de que su influencia es mucho menor, podría ser en ciertos casos una estrategia más atractiva que el uso de nanofluidos.

Ahora, es importante recordar que el análisis del uso de nanofluidos es mucho más extenso de lo revisado en este trabajo. La elaboración de estos fluidos está sujeta a la cantidad de particulado que se le añade al líquido de base, lo que finalmente establece las propiedades del material. En este caso, fue de 2% de alúmina de fracción en volumen; si se aumentara su concentración de nanoparticulado, se podría seguir aumentando considerablemente el coeficiente de transferencia de calor, pero también lo haría la caída de presión. Retomando la desventaja del desgaste de los canales con su uso, si se añade más particulado, el riesgo de comprometer al dispositivo aumenta; sobre todo con su aplicación en un canal curvo, que por el constante cambio de dirección, el choque de la fase sólida contra la pared del canal puede ser aun más destructivo. Considerar reducir el material particulado del nanofluido es una opción, ya que podría seguir aportando en aumentar la transferencia de calor en un porcentaje aceptable, reduciendo el riesgo de sedimentación, generación de tapones dentro del canal y de desgaste. Sin embargo, quedaría pendiente estudiar como se comporta el nanofluido en un canal no recto, y evaluar el daño que podría generar en él.

Finalmente, como se reporta en el análisis de todas las configuraciones estudiadas, un canal con sección transversal de fondo semicircular y con la curvatura $\lambda = 11,2[mm]$ es la que tendría un mejor comportamiento que el resto, en base al factor de funcionamiento enunciado anteriormente en este trabajo. Respecto al modelo de base -canal recto con sección rectangular y agua como refrigerante-, esta configuración tendría un aumento en su calidad de funcionamiento en un 52% utilizando agua, lo que representa un resultado bastante favorable al objetivo de elaborar diseños que disipen una alta densidad de potencia. Es interesante en este aspecto como el aumento en la caída de presión no significó una baja importante en el factor de funcionamiento de la configuración completa, lo que indicaría que posiblemente exista una curvatura con un valor de λ menor en el que la caída de presión a lo largo de él sí tenga una repercusión negativa importante en su comportamiento general. También es un inicio para explorar distintos fluidos en una configuración como ésta, y encontrar un diseño aun más eficiente que pueda controlar sin problemas el flujo de calor desprendido por equipos VLSI, más allá del solo uso de nanofluido en base a agua.

Trabajos futuros

Un aspecto interesante de explorar es que ocurre con estas configuraciones utilizando velocidades más altas. En el presente trabajo, la velocidad más alta es de $5[m/s]$, lo que entrega un Reynolds máximo estudiado de 1574. Así, el paso siguiente sería explorar estos comportamientos en valores de Reynolds superiores a los 2000, aumentando la velocidad de flujo, y estudiar si la caída de presión comienza a ser lo suficientemente alta como para determinar el punto límite del funcionamiento óptimo de los diseños vistos, especialmente para los diseños que tienen los mejores resultados tanto térmicos como hidráulicos.

Por otra parte, también es material de investigación como el uso de nanofluidos podría afectar a largo plazo los diseños estudiados en el presente reporte, para asegurar un aumento en la transferencia de calor del dispositivo sin comprometer parte importante de la vida útil de este.

Bibliografía

- [1] Lian Zhang, Kenneth E. Goodson, and Thomas W. Kenny. *Silicon Microchannel Heat Sinks: Theories and Phenomena*. Springer-Verlag, Heidelberg, 5ta edition, 2004.
- [2] D. B. Tuckerman and R. F.W. Pease. High-Performance Heat Sinking for VLSI. *IEEE Electron Device Letters*, EDL-2(5):126–129, 1981.
- [3] J. Thammanna and A. Srivastav. Thermal Management in Electronic Equipment. *Hcl*, (1):2–20, 2010.
- [4] Weilin Qu and Issam Mudawar. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(12):2549–2565, 2002.
- [5] Scott Lee and Weilin Qu. Thermal design methodology for low flow rate single-phase and two-phase micro-channel heat sinks. *Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems -Proceedings of the Intersociety Conference*, 2006(March):19–32, 2006.
- [6] Yanhui Han, Yan Liu, Ming Li, and Jin Huang. A review of development of micro-channel heat exchanger applied in air-conditioning system. *Energy Procedia*, 14:148–153, 2012.
- [7] S. B.Vinay Kumar, P. V. Rao, H. A. Sharath, B. M. Sachin, U. S. Ravi, and B. V. Monica. Review on VLSI design using optimization and self-adaptive particle swarm optimization. *Journal of King Saud University - Computer and Information Sciences*, 2018.
- [8] Hongtao Wang, Zhihua Chen, and Jianguo Gao. Influence of geometric parameters on flow and heat transfer performance of micro-channel heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, 107:870–879, 2016.
- [9] A. A. Alfaryjat, H. A. Mohammed, Nor Mariah Adam, M. K.A. Ariffin, and M. I. Najafabadi. Influence of geometrical parameters of hexagonal, circular, and rhombus microchannel heat sinks on the thermohydraulic characteristics. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 52:121–131, 2014.
- [10] M. Khoshvaght-Aliabadi, M. Sahamiyan, M. Hesampour, and O. Sartipzadeh. Experimental study on cooling performance of sinusoidal-wavy minichannel heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 92:50–61, 2016.

- [11] D. D. Ma, G. D. Xia, L. X. Zong, Y. T. Jia, Y. X. Tang, and R. P. Zhi. Experimental investigation of flow boiling heat transfer performance in zigzag microchannel heat sink for electronic cooling devices. *International Journal of Thermal Sciences*, 145(July), 2019.
- [12] Zohreh Chamanroy and Morteza Khoshvaght-Aliabadi. Analysis of straight and wavy miniature heat sinks equipped with straight and wavy pin-fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 146(March 2018):106071, 2019.
- [13] Pappuri Hazarathaiyah, Y Ashok Kumar Reddy, and S Indumati. Design of Micro Channel Heat Sink. 4(3):1–10, 2017.
- [14] Kurtis P. Keller. Cast heatsink design advantages. *Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems -Proceedings of the Intersociety Conference*, (July 1998):112–117, 1998.
- [15] Nor Haziq Naquiuddin, Lip Huat Saw, Ming Chian Yew, Farazila Yusof, Tan Ching Ng, and Ming Kun Yew. Overview of micro-channel design for high heat flux application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82(September 2017):901–914, 2018.
- [16] Ali Ijam, R. Saidur, and P. Ganesan. Cooling of minichannel heat sink using nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(8):1188–1194, 2012.
- [17] Morteza Khoshvaght-Aliabadi and Mohammad Sahamiyan. Performance of nanofluid flow in corrugated minichannels heat sink (CMCHS). *Energy Conversion and Management*, 108:297–308, 2016.
- [18] Marilize Everts and Josua P. Meyer. Laminar hydrodynamic and thermal entrance lengths for simultaneously hydrodynamically and thermally developing forced and mixed convective flows in horizontal tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 118(April):110153, 2020.
- [19] Bastian E. Rapp. Fluids. In *Microfluidics: Modelling, Mechanics and Mathematics*, chapter 9, pages 243–263. Elsevier, Oxford, United Kingdom, 1st edition, 2017.
- [20] Jaeseon Lee and Issam Mudawar. Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(3-4):452–463, 2007.
- [21] Shinpyo Lee and Stephen U.S. Choi. Application of metallic nanoparticle suspensions in advanced cooling systems. *American Society of Mechanical Engineers, Materials Division (Publication) MD*, 72:227–234, 1996.
- [22] Bock Choon Pak and Young I. Cho. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 11(2):151–170, 1998.
- [23] M. Khoshvaght-Aliabadi, A. Zamzamian, and F. Hormozi. Wavy channel and different nanofluids effects on performance of plate-fin heat exchangers. *Journal of Thermophysics*

and Heat Transfer, 28(3):474–484, 2014.

Anexos

Anexo A

Tablas de valores de viscosidad dinámica

A.1. Agua pura

Tabla A.1: Datos experimentales del valor de la viscosidad dinámica del agua para distintas temperaturas (Continúa).

Temperatura [K]	Viscosidad Dinámica [Pa · s]	Temperatura [K]	Viscosidad Dinámica [Pa · s]
273,15	0,0017915	288,15	0,0011375
274,15	0,0017308	289,15	0,0011081
275,15	0,0016734	290,15	0,0010798
276,15	0,0016189	291,15	0,0010527
277,15	0,0015672	292,15	0,0010266
278,15	0,0015181	293,15	0,0010016
279,15	0,0014714	294,15	0,00097755
280,15	0,001427	295,15	0,00095442
281,15	0,0013847	296,15	0,00093216
282,15	0,0013443	297,15	0,00091073
283,15	0,0013057	298,15	0,00089008
284,15	0,0012691	299,15	0,00087018
285,15	0,001234	300,15	0,00085099
286,15	0,0012004	301,15	0,00083247
287,15	0,0011683	302,15	0,0008146

Tabla A.2: Datos experimentales del valor de la viscosidad dinámica del agua para distintas temperaturas (Fin).

Temperatura [K]	Viscosidad Dinámica [Pa · s]	Temperatura [K]	Viscosidad Dinámica [Pa · s]
303,15	0,00079734	333,15	0,00046641
304,15	0,00078067	334,15	0,00045945
305,15	0,00076456	335,15	0,00045266
306,15	0,00074897	336,15	0,00044604
307,15	0,0007339	337,15	0,00043958
308,15	0,00071932	338,15	0,00043327
309,15	0,00070519	339,15	0,00042712
310,15	0,00069152	340,15	0,00042111
311,15	0,00067827	341,15	0,00041524
312,15	0,00066523	342,15	0,0004095
313,15	0,00065298	343,15	0,0004039
314,15	0,00064091	344,15	0,00039843
315,15	0,00062919	345,15	0,00039308
316,15	0,00061782	346,15	0,00038786
317,15	0,00060679	347,15	0,00038275
318,15	0,00059607	348,15	0,00037775
319,15	0,00058566	349,15	0,00037286
320,15	0,00057554	350,15	0,00036808
321,15	0,00056571	351,15	0,00036381
322,15	0,00055615	352,15	0,00035883
323,15	0,00054685	353,15	0,000355
324,15	0,00053781	354,15	0,000351
325,15	0,00052901	355,15	0,000346
326,15	0,00052044	356,15	0,000342
327,15	0,00051211	357,15	0,000338
328,15	0,00050399	358,15	0,000334
329,15	0,00049608	359,15	0,00033
330,15	0,00048837		
331,15	0,00048086		
332,15	0,00047354		

A.2. Nanofluido

Tabla A.3: Datos experimentales del valor de la viscosidad dinámica del nanofluido para distintas temperaturas (Continúa).

Temperatura [K]	Viscosidad Dinámica [Pa · s]	Temperatura [K]	Viscosidad Dinámica [Pa · s]
273,15	0,0021412	303,15	0,00095298
274,15	0,00206865	304,15	0,00093306
275,15	0,00200005	305,15	0,0009138
276,15	0,00193491	306,15	0,00089517
277,15	0,00187312	307,15	0,00087716
278,15	0,00181443	308,15	0,00085973
279,15	0,00175862	309,15	0,00084284
280,15	0,00170555	310,15	0,0008265
281,15	0,00165499	311,15	0,00081067
282,15	0,00160671	312,15	0,00079508
283,15	0,00156057	313,15	0,00078044
284,15	0,00151683	314,15	0,00076602
285,15	0,00147488	315,15	0,00075201
286,15	0,00143472	316,15	0,00073842
287,15	0,00139635	317,15	0,00072524
288,15	0,00135954	318,15	0,00071242
289,15	0,0013244	319,15	0,00069998
290,15	0,00129058	320,15	0,00068789
291,15	0,00125819	321,15	0,00067614
292,15	0,00122699	322,15	0,00066471
293,15	0,00119711	323,15	0,0006536
294,15	0,00116837	324,15	0,00064279
295,15	0,00114072	325,15	0,00063227
296,15	0,00111412	326,15	0,00062203
297,15	0,0010885	327,15	0,00061207
298,15	0,00106382	328,15	0,00060237
299,15	0,00104004	329,15	0,00059291
300,15	0,0010171	330,15	0,0005837
301,15	0,00099497	331,15	0,00057472
302,15	0,00097361	332,15	0,00056598

Tabla A.4: Datos experimentales del valor de la viscosidad dinámica del nanofluido para distintas temperaturas (Fin).

Temperatura [K]	Viscosidad Dinámica [Pa · s]	Temperatura [K]	Viscosidad Dinámica [Pa · s]
333,15	0,00055745	348,15	0,00045149
334,15	0,00054913	349,15	0,00044564
335,15	0,00054102	350,15	0,00043993
336,15	0,00053311	351,15	0,00043483
337,15	0,00052539	352,15	0,00042887
338,15	0,00051784	353,15	0,0004243
339,15	0,00051049	354,15	0,00041952
340,15	0,00050331	355,15	0,00041354
341,15	0,00049629	356,15	0,00040876
342,15	0,00048943	357,15	0,00040398
343,15	0,00048274	358,15	0,0003992
344,15	0,0004762	359,15	0,00039442
345,15	0,00046981		
346,15	0,00046357		
347,15	0,00045746		

Anexo B

Resultados de las simulaciones realizadas en Ansys Fluent y cálculos posteriores

B.1. Coeficiente de transferencia

Tabla B.1: Valores de coeficiente de transferencia de calor usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal	Velocidad Entrada [m/s]	Coeficiente de transferencia [W/m^2K]		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	6.705	7.162	7.597
	2,0	10.352	13.453	15.958
	3,5	13.031	20.167	23.070
	5,0	15.065	25.109	28.930
Semicircular	0,75	6.920	7.384	7.803
	2,0	10.645	13.864	16.372
	3,5	13.364	20.776	23.712
	5,0	15.421	25.807	29.705
Trapezoidal	0,75	6.491	7.227	7.679
	2,0	10.173	13.226	15.779
	3,5	12.916	19.715	22.954
	5,0	14.998	24.568	28.857

Tabla B.2: Valores de coeficiente de transferencia de calor usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Coeficiente de transferencia [W/m^2K]		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	7.000	7.402	7.682
	2,0	10.804	13.212	16.357
	3,5	13.585	20.360	23.576
	5,0	15.692	25.709	29.533
Semicircular	0,75	7.230	7.633	7.900
	2,0	11.118	13.521	16.791
	3,5	13.945	21.002	24.179
	5,0	16.078	26.460	30.346
Trapezoidal	0,75	6.766	7.431	7.795
	2,0	10.603	13.152	15.757
	3,5	13.448	19.814	23.320
	5,0	15.641	25.018	29.588

B.2. Caída de presión

Tabla B.3: Valores de caída de presión usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Caída de presión [Pa]		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	5.582	6.191	6.950
	2,0	20.516	26.901	33.832
	3,5	42.166	64.432	77.801
	5,0	66.829	107.910	131.589
Semicircular	0,75	5.545	6.140	6.861
	2,0	20.310	26.784	33.353
	3,5	41.636	63.787	77.071
	5,0	65.855	106.581	130.119
Trapezoidal	0,75	5.391	6.139	7.073
	2,0	20.419	26.487	33.662
	3,5	42.528	63.011	77.651
	5,0	68.065	105.810	132.552

Tabla B.4: Valores de caída de presión usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Caída de presión [Pa]		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	6.974	7.499	8.446
	2,0	25.100	30.615	40.239
	3,5	51.018	73.255	91.467
	5,0	80.239	124.542	153.513
Semicircular	0,75	6.838	7.437	8.350
	2,0	24.628	30.228	39.738
	3,5	50.008	72.758	89.970
	5,0	78.561	123.165	151.915
Trapezoidal	0,75	6.638	7.670	8.621
	2,0	24.599	31.212	39.095
	3,5	50.729	73.305	91.111
	5,0	78.955	123.788	155.049

B.3. Número de Nusselt

Tabla B.5: Valores del número de Nusselt usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Nusselt		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	3,97	4,11	4,15
	2,0	6,13	7,72	8,73
	3,5	7,72	11,57	12,62
	5,0	8,93	14,40	15,82
Semicircular	0,75	4,21	4,35	4,38
	2,0	6,48	8,17	9,20
	3,5	8,13	12,24	13,32
	5,0	9,38	15,20	16,68
Trapezoidal	0,75	3,82	4,11	4,17
	2,0	5,98	7,53	8,57
	3,5	7,60	11,22	12,46
	5,0	8,82	13,99	15,67

Tabla B.6: Valores del número de Nusselt usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Nusselt		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	3,92	4,01	3,97
	2,0	6,05	7,16	8,46
	3,5	7,61	11,04	12,19
	5,0	8,79	13,94	15,27
Semicircular	0,75	4,16	4,25	4,19
	2,0	6,39	7,53	8,92
	3,5	8,02	11,69	12,84
	5,0	9,25	14,73	16,11
Trapezoidal	0,75	3,76	4,00	4,00
	2,0	5,89	7,08	8,09
	3,5	7,48	10,66	11,97
	5,0	8,70	13,47	15,19

B.4. Factor de fricción

Tabla B.7: Valores del factor de fricción usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Factor de fricción		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	0,0387	0,0416	0,0445
	2,0	0,0200	0,0254	0,0305
	3,5	0,0134	0,0199	0,0229
	5,0	0,0104	0,0163	0,0190
Semicircular	0,75	0,0395	0,0423	0,0451
	2,0	0,0203	0,0260	0,0308
	3,5	0,0136	0,0202	0,0233
	5,0	0,0106	0,0165	0,0192
Trapezoidal	0,75	0,0371	0,0409	0,0450
	2,0	0,0198	0,0248	0,0301
	3,5	0,0134	0,0193	0,0227
	5,0	0,0105	0,0159	0,0190

Tabla B.8: Valores del factor de fricción usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Factor de fricción		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	0,0460	0,0479	0,0514
	2,0	0,0233	0,0275	0,0344
	3,5	0,0154	0,0215	0,0256
	5,0	0,0119	0,0179	0,0210
Semicircular	0,75	0,0463	0,0487	0,0522
	2,0	0,0234	0,0279	0,0349
	3,5	0,0155	0,0219	0,0258
	5,0	0,0120	0,0182	0,0214
Trapezoidal	0,75	0,0434	0,0486	0,0521
	2,0	0,0226	0,0278	0,0332
	3,5	0,0152	0,0213	0,0253
	5,0	0,0116	0,0176	0,0211

B.5. Potencia de bombeo necesaria

Tabla B.9: Valores de la potencia de bombeo necesaria usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Potencia de bombeo [W]		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	0,0007	0,0008	0,0009
	2,0	0,0068	0,0089	0,0111
	3,5	0,0243	0,0371	0,0448
	5,0	0,0550	0,0889	0,1084
Semicircular	0,75	0,0007	0,0008	0,0008
	2,0	0,0067	0,0088	0,0110
	3,5	0,0240	0,0368	0,0444
	5,0	0,0542	0,0878	0,1072
Trapezoidal	0,75	0,0007	0,0008	0,0009
	2,0	0,0067	0,0087	0,0111
	3,5	0,0245	0,0363	0,0448
	5,0	0,0561	0,0871	0,1092

Tabla B.10: Valores de la potencia de bombeo necesaria usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Potencia de bombeo [W]		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	0,0009	0,0009	0,0010
	2,0	0,0083	0,0101	0,0133
	3,5	0,0294	0,0422	0,0527
	5,0	0,0661	0,1026	0,1264
Semicircular	0,75	0,0008	0,0009	0,0010
	2,0	0,0081	0,0100	0,0131
	3,5	0,0288	0,0419	0,0519
	5,0	0,0647	0,1014	0,1251
Trapezoidal	0,75	0,0008	0,0009	0,0011
	2,0	0,0081	0,0103	0,0129
	3,5	0,0292	0,0423	0,0525
	5,0	0,0650	0,1019	0,1277

B.6. Factor de funcionamiento

Tabla B.11: Valores del fator de funcionamiento usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Factor de funcionamiento		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	1	1,010	0,999
	2,0	1	1,162	1,237
	3,5	1	1,315	1,369
	5,0	1	1,390	1,453
Semicircular	0,75	1,053	1,063	1,048
	2,0	1,050	1,221	1,298
	3,5	1,048	1,383	1,436
	5,0	1,047	1,460	1,524
Trapezoidal	0,75	0,975	1,017	0,999
	2,0	0,979	1,143	1,219
	3,5	0,983	1,289	1,356
	5,0	0,985	1,363	1,438

Tabla B.12: Valores del factor de funcionamiento usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo.

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Factor de funcionamiento		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	0,932	0,941	0,910
	2,0	0,938	1,051	1,151
	3,5	0,941	1,223	1,274
	5,0	0,942	1,305	1,354
Semicircular	0,75	0,986	0,991	0,956
	2,0	0,989	1,099	1,207
	3,5	0,989	1,287	1,337
	5,0	0,990	1,372	1,422
Trapezoidal	0,75	0,911	0,933	0,912
	2,0	0,922	1,034	1,114
	3,5	0,928	1,184	1,256
	5,0	0,940	1,266	1,346

B.7. Balance de energía

Tabla B.13: Valores de energía transferida usando agua calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo (ecuación 1.18).

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Energía transferida [W]		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	21,23	21,95	23,00
	2,0	21,27	21,99	23,05
	3,5	21,28	22,00	23,07
	5,0	21,29	22,01	23,07
Semicircular	0,75	21,27	21,98	23,04
	2,0	21,31	22,03	23,09
	3,5	21,32	22,04	23,11
	5,0	21,33	22,05	23,12
Trapezoidal	0,75	21,40	21,96	23,02
	2,0	21,40	22,00	23,06
	3,5	21,43	22,01	23,07
	5,0	21,42	22,01	23,08

Tabla B.14: Valores de la energía transferida usando nanofluido calculados para los canales a partir de la forma de su sección, el valor λ de indentificación de curvatura y la velocidad del flujo (ecuación 1.18).

Sección Canal -	Velocidad Entrada [m/s]	Energía transferida [W]		
		Canal $\lambda = \infty mm$	Canal $\lambda = 17,9 mm$	Canal $\lambda = 11,2 mm$
Rectangular	0,75	21,24	21,95	23,00
	2,0	21,27	21,99	23,05
	3,5	21,29	22,00	23,07
	5,0	21,30	22,01	23,07
Semicircular	0,75	21,26	21,98	23,04
	2,0	21,31	22,03	23,09
	3,5	21,32	22,04	23,11
	5,0	21,33	22,05	23,11
Trapezoidal	0,75	21,31	21,95	23,01
	2,0	21,35	22,00	23,06
	3,5	21,37	22,01	23,07
	5,0	21,37	22,01	23,08