

# Proyecto Fin de Máster Ingeniería Aeronáutica

Análisis de un disipador térmico de aletas tipo pin e influencia de metales líquidos para altas disipaciones térmicas.

Autor: Ana Romero García

Tutor: José Alfredo Iranzo Paricio

**Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2022





Proyecto Fin de Máster  
Ingeniería Aeronáutica

**Análisis de un disipador térmico de aletas tipo pin e  
influencia de metales líquidos para altas  
disipaciones térmicas.**

Autor:

Ana Romero García

Tutor:

José Alfredo Iranzo Paricio

Dpto. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla  
Sevilla, 2022



Proyecto Fin de Máster: Análisis de un disipador térmico de aletas tipo pin e influencia de metales líquidos para altas disipaciones térmicas.

Autor: Ana Romero García

Tutor: José Alfredo Iranzo Paricio

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2022

El Secretario del Tribunal



*A mis padres y mi hermano.*

# Agradecimientos

---

Mi más sincero agradecimiento y respeto hacia el trabajo y tiempo de Alfredo Iranzo, que ha ejercido como mi profesor y tutor de este trabajo fin de Máster.

*Sevilla, 2022*

# Resumen

---

La gestión térmica de los dispositivos electrónicos se ha convertido en un problema importante en los últimos años. Junto con la tendencia actual de miniaturización y la rápida mejora del rendimiento computacional, la generación de calor de estos dispositivos se ha incrementado. Esto ha generado una creciente necesidad de investigación en el campo de nuevos materiales y fluidos innovadores, capaces de refrigerar a un ritmo suficiente para evitar el sobrecalentamiento o fallas del sistema. En este trabajo, se investigó la transferencia de calor de un disipador de calor con pines refrigerado con metales líquidos (EGaInSn, EGaIn, GaSn y GaIn) mediante fluido dinámica computacional. Se realizaron varias simulaciones variando ampliamente el número de Reynolds, considerando flujos laminar y turbulento, y aplicando un flujo de calor constante. Se estudiaron la caída de presión, la potencia de bombeo y la resistencia térmica total que ofrece un disipador de calor con pines, y se comparó su comportamiento con el de otros estudios que empleaban disipadores de mini canales, arrojando los resultados una respuesta subóptima de los pines, tanto en capacidad de refrigeración como en demanda energética.

# Abstract

---

Thermal management of electronic devices has become a major problem in recent years. Along with the current trend of miniaturization and the rapid improvement of computational performance, the heat generation of these devices has increased. Therefore, there is a growing need for research in the field of innovative materials and fluids, capable of cooling at a sufficient rate to prevent overheating or system failure. In this work, the heat transfer of a pin fin heat sink with liquid metals (EGaInSn, EGaIn, GaSn and GaIn) has been investigated using computational fluid dynamics. Various simulations were performed varying the Reynolds number, considering laminar and turbulent flow, and applying a constant heat flux. The pressure drop, the pumping power and the thermal resistance of the pin fin heat sink has been studied and the results were compared with other studies that used mini-channel heat sinks, yielding the results a suboptimal response of the fin pin, both in cooling capacity and in energy demand.

# Índice

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>viii</b>
<b>Resumen</b>	<b>ix</b>
<b>Abstract</b>	<b>x</b>
<b>Índice</b>	<b>xi</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xiv</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. <i>Dispositivos disipadores de calor</i>	1
1.2. <i>Motivación y objetivo</i>	2
<b>2 Estado del arte</b>	<b>3</b>
<b>3 Metodología de trabajo</b>	<b>8</b>
<b>4 Modelo de partida. Validación y verificación del modelo</b>	<b>9</b>
4.1 <i>Modelo experimental</i>	9
4.2 <i>Modelo numérico</i>	10
4.2.1 Geometría y mallado	10
4.2.2 Modelo de transferencia de calor	12
4.2.3 Condiciones de contorno	14
4.3 <i>Resultados</i>	15
4.3.1 Resultados del post procesado	15
4.3.1 Número de Nusselt	17
4.3.2 Verificación y validación del modelo	18
<b>5 Planteamiento del problema</b>	<b>21</b>
<b>6 Resultados</b>	<b>24</b>
6.1 <i>Evolución de la temperatura en el disipador</i>	24
6.2 <i>Efecto del número de Reynolds y de los fluidos refrigerantes en el comportamiento del flujo. Caída de presión y potencia de bombeo</i>	28
6.3 <i>Influencia del número de Reynolds y de los fluidos refrigerantes en el comportamiento térmico. Resistencia térmica total</i>	32
6.4 <i>Influencia de la altura de los pines</i>	35
<b>7 Comparación con otros estudios</b>	<b>39</b>
7.1 <i>Potencia de bombeo</i>	39
7.2 <i>Resistencia térmica total</i>	40
7.3 <i>Temperatura máxima</i>	42
7.4 <i>Altura de canal</i>	44

<b>8</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>45</b>
<b>9</b>	<b>Referencias</b>	<b>46</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 4-1: Parámetros del mallado.	11
Tabla 4-2: Condiciones de contorno del disipador de calor con pines.	15
Tabla 4-3: Temperaturas del disipador de calor para distintas velocidades de entrada del aire, $Q=50W$ .	15
Tabla 4-4: Caída de presión para diferentes velocidades de entrada de aire.	16
Tabla 4-5: Comparativa de resultados del número de Nusselt numérico y experimental de [19].	18
Tabla 5-1: Propiedades termo físicas de los fluidos de trabajo, [23].	22
Tabla 5-2: Correspondencia de velocidad de entrada de fluidos con el número de Reynolds.	22
Tabla 6-1: Temperaturas del disipador, $Re=300$ .	24
Tabla 6-2: Temperaturas del disipador, $Re=700$ .	24
Tabla 6-3: Temperaturas del disipador, $Re=1100$ .	25
Tabla 6-4: Temperaturas del disipador, $Re=1500$ .	25
Tabla 6-5: Temperaturas del disipador, $Re=1900$ .	25
Tabla 6-6: Caída de presión en el disipador $Re=300-1900$ .	28
Tabla 6-7: Resistencia térmica total $Re= 300-1900$ .	32
Tabla 6-8: Resistencia térmica total y potencia de bombeo para diferentes alturas de pin en GaIn.	35
Tabla 7-1: Temperatura máxima del disipador $Re=300-1900$ , $Q=800W$ .	42
Tabla 7-2: Comparación de geometrías para potencia de bombeo y resistencia total térmica (GaIn, $Re=1100$ ).	44

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1: Comparativa del flujo de calor disipado para MCHS con aletas, PFHS y MCHS simples para diferentes caudales máxicos, [11].	3
Figura 2-2: Geometrías de disipadores de calor con pines estudiadas en [12].	4
Figura 2-3: Variación del rendimiento y la resistencia térmica total para disipadores de aletas y pines.	5
Figura 2-4: Distribución de pines que varían su forma a lo largo del disipador optimizados por el método de los adjuntos, y comparación de caída de presión y resistencia térmica total [15].	5
Figura 4-1: Fotografía del disipador de calor con pines utilizado por [19].	10
Figura 4-2: Detalle del mallado con elementos hexaédricos, vista en planta del disipador de calor.	11
Figura 4-3: Detalle del mallado final de la fila de 8 pines con elementos hexaédricos.	12
Figura 4-4: Vista del disipador en CFX-Pre18.1 con las condiciones de contorno aplicadas.	14
Figura 4-5: Perfil de temperaturas para un disipador de calor con pines refrigerado por aire. $Q=50W$ , $u=8$ m/s.	16
Figura 4-6: Distribución de presiones para un disipador de calor con pines refrigerado por aire. $Q=50W$ , $u=8$ m/s.	17
Figura 4-7: Comparativa de las estimaciones del número de Nusselt de varios autores.	19
Figura 4-8: Caída de presión en función de la velocidad de aire de entrada. Comparativa con [19] y [22].	19
Figura 5-1: Evolución del flujo sobre un cilindro según el número de Reynolds, [24].	23
Figura 6-1: Temperatura del plano superior del disipador frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de galio.	26
Figura 6-2: Temperatura del plano inferior del disipador, donde se aplica el flujo de calor (hear source) frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de galio.	26
Figura 6-3: Temperatura media de salida del disipador frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de Galio.	27
Figura 6-4: Temperatura media de la superficie del disipador de calor en contactor con el fluido frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de Galio.	27
Figura 6-5: Temperatura del plano superior de los pines frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de Galio.	28
Figura 6-6: Variación de la caída de presión total obtenida con simulación numérica con el número de Reynolds para cuatro aleaciones de galio.	29
Figura 6-7: Caída de presión a lo largo del canal para EGaInSn y GaIn a $Re=1900$ .	30
Figura 6-8: Caída de presión en el disipador de calor, refrigerado por EGaInSn, $Re$ de 300 a 1900.	30
Figura 6-9: Variación de la potencia de bombeo con el número de Reynolds para cuatro aleaciones de galio.	31
Figura 6-10: Líneas de corriente indicando velocidad para $Re=300$ (superior) y $Re=1900$ (inferior), EGaInSn.	32

Figura 6-11: Variación de la resistencia térmica total $R_{tot}$ ( $K W^{-1}$ ) con el número de Reynolds para cuatro aleaciones de Galio.	33
Figura 6-12: Variación de la distribución de temperaturas a lo largo de la longitud del canal para las cuatro aleaciones de galio y $Re=300$ .	34
Figura 6-13: Variación de la distribución de temperaturas a lo largo de la longitud del canal para las cuatro aleaciones de galio con $Re=1900$ .	34
Figura 6-14: Variación de la resistencia total con la altura de los pines para GaIn y $Re=1100$ .	35
Figura 6-15: Variación de la potencia de bombeo con la altura de los pines para GaIn y $Re=1100$ .	36
Figura 6-16: Variación de la resistencia total con la altura de los pines para GaIn y diferentes $Re$ .	37
Figura 6-17: Variación de la potencia de bombeo con la altura de los pines para GaIn y diferentes $Re$ .	37
Figura 6-18: Distribución de temperaturas del disipador de calor para $h=5$ mm (superior) y $h=7$ mm (inferior), GaIn, $Re= 700$ .	38
Figura 6-19: Distribución de presiones a través del disipador de calor para $h=5$ mm (superior) y $h=7$ mm (inferior), GaIn, $Re= 700$ .	38
Figura 7-1: Disipador de calor con canales formados por aletas en forma de placa [9].	39
Figura 7-2: comparativa de la potencia de bombeo calculada en este trabajo y en [9], para distintas aleaciones de galio y números de $Re$ .	40
Figura 7-3: Resistencia térmica total para diferentes aleaciones de Galio a diferentes $Re$ , para pines (presente trabajo) y aletas [9].	41
Figura 7-4: Perfil de velocidades del fluido refrigerante (GaSn) a través del disipador de canal, $Re=1500$ .	41
Figura 7-5: Detalle del perfil de velocidades alrededor de los pines, GaSn, $Re=1500$ .	42
Figura 7-6: Variación de las temperaturas máximas. Diferentes aleaciones de galio como refrigerantes, $Q=800W$ , configuración de pines en línea.	43
Figura 7-7: Variación de la temperatura máxima. Aire como refrigerante, $Q=50W$ . configuración de pines en línea.	43



# 1 INTRODUCCIÓN

---

## 1.1. Dispositivos disipadores de calor

Un disipador de calor es un intercambiador de calor pasivo diseñado con el fin de aumentar la superficie de contacto con el medio circundante, es decir, con el refrigerante. El calor generado por cada componente de un circuito electrónico debe disiparse para mejorar su rendimiento y evitar la falla prematura del componente. Los componentes que son incapaces de moderar su temperatura requieren disipadores de calor para su enfriamiento. Correctamente diseñado, el disipador de calor es capaz de mantener la temperatura de cada componente electrónico de un circuito dentro de unos límites que garantizan su correcto funcionamiento y rendimiento.

La agresiva miniaturización de los componentes electrónicos que se inició a principios de la década de 1980 creó una necesidad urgente de esquemas de enfriamiento innovadores para mantener los dispositivos por debajo de los límites de temperatura establecidos por los materiales, [1]. A medida que se reduce el tamaño del componente, se produce un incremento drástico en el flujo de calor por unidad de área, por lo que la temperatura de trabajo de los componentes electrónicos puede superar el nivel de temperatura deseado, [2]

Una gran parte de la energía consumida por un sistema electrónico se emplea en el enfriamiento de sus componentes. Esta energía se disipa típicamente debido a la ineficiencia inherente del proceso de eliminación de calor, [3]. Dependiendo del tipo de sistema de enfriamiento, enfriado por aire o por líquido, esta ineficiencia se puede mejorar significativamente utilizando varias técnicas. El rendimiento del disipador de calor depende de varios factores como la elección del material, la elección del refrigerante, el diseño de las aletas, el tratamiento de la superficie o la velocidad del fluido refrigerante. A través del modelado, se puede evaluar el rendimiento de diferentes configuraciones adoptadas en un disipador de calor.

El método de refrigeración por aire es el método de refrigeración más establecido y adoptado para los dispositivos actuales. Se considera el método principal y el más simple del control térmico, utilizado para una gran variedad de sistemas electrónicos. Las ventajas principales de la refrigeración por aire son su facilidad de aplicación, su disponibilidad y su bajo coste. Sin embargo, el aire es generalmente un fluido refrigerante ineficiente debido a su baja densidad y capacidad de eliminación de calor. Esta limitación se volvió más tangible con la aparición de microprocesadores de alto rendimiento, que disiparon flujos de calor de más de  $100 \text{ W/cm}^2$ , [4]. En este trabajo se utilizará un modelo de refrigeración por aire, a través del cual se demuestran las limitaciones que este presenta en términos de refrigeración de altos flujos de calor, comparados con otros fluidos refrigerantes.

Los sistemas de refrigeración líquida ofrecen coeficientes de transferencia de calor por convección más altos y una menor resistencia térmica en comparación con los de refrigeración por aire y han demostrado ser tecnologías capaces de disipar el calor dentro de paquetes electrónicos compactos, [5]. La conductividad térmica limitada de los fluidos tradicionales, como el agua o el aceite, para facilitar altas disipaciones de calor, ha motivado el uso y la investigación en el campo de los fluidos refrigerantes alternativos. Recientemente, están siendo motivo de muchas investigaciones las aleaciones de metal líquido a base de galio debido a su conductividad térmica superior. Estas aleaciones de metal líquido ofrecen propiedades muy interesantes para los investigadores como, alta deformabilidad, baja viscosidad, alta tensión superficial y alta conductividad eléctrica y térmica. Además, estas aleaciones tienen un punto de fusión bajo (por debajo de  $20^\circ\text{C}$ ) y un punto de ebullición alto y se pueden usar fácilmente a temperatura ambiente, [5]. Se pretende continuar en este trabajo en el estudio del comportamiento y de las capacidades refrigerantes de estos fluidos.

La investigación y el desarrollo de disipadores de calor ha tenido una larga historia que aún continúa con esfuerzos para mejorar el diseño y el rendimiento. Un punto central de este trabajo será la mejora de la

transferencia de calor a través de la búsqueda de materiales refrigerantes y un modelo numérico que facilite su estudio.

## 1.2. Motivación y objetivo

Los niveles totales de disipación de potencia actuales residen en el orden de 1000 W con una densidad de potencia máxima de 400 a 500 W/cm<sup>2</sup>, y siguen aumentando constantemente, [6]. Como resultado, es extremadamente difícil lograr un mayor rendimiento y fiabilidad. A raíz de que las técnicas convencionales de conducción y convección de aire forzado se están volviendo incapaces de proporcionar un enfriamiento adecuado para sistemas electrónicos sofisticados, la disipación de calor se convierte en un importante foco de investigación y experimentación.

Se encuentran numerosos artículos científicos que tratan de explotar las capacidades de disipación de calor de los dispositivos optimizando diferentes parámetros como son la geometría, la velocidad de los fluidos y las capacidades de los refrigerantes, entre otros. En las últimas décadas, se ha descubierto que el uso de un metal líquido o sus aleaciones con un punto de fusión bajo como refrigerante podría mejorar significativamente el coeficiente de transferencia de calor. En concreto, aleaciones de metal líquido a base de galio como el eutéctico GaIn (EGaIn: 75% galio y 25% indio) y Galinstán (68,5% galio, 21,5 % de indio y 10 % de estaño) son prometedoras, [5]. Entre todas las posibilidades de mejora que ofrecen los disipadores de calor, ha motivado este trabajo el reciente interés por las capacidades estos metales líquidos con base de Galio de [7], [8], [9], entre otros.

Aunque el flujo de aleaciones de Ga a través de mini canales se ha investigado mediante diferentes enfoques, la influencia de la geometría del disipador de calor y la velocidad de entrada no se ha estudiado completamente. Además, no se han encontrado en la literatura estudios dedicados a las aleaciones de galio en disipadores de calor con pines. Todos los encontrados basan sus modelos en disipadores de calor de micro canales, los cuales ya han sido ampliamente estudiados, aunque no existe una gran variedad de autores que lo hagan con dichos materiales.

El objetivo del proyecto es realizar un estudio numérico de la influencia de metales líquidos en la distribución de temperatura, temperatura máxima, potencia de bombeo y caída de presión en un disipador de calor con pines para diferentes velocidades de entrada de flujo refrigerante. Además, teniendo en cuenta el rango de dimensiones de los equipos electrónicos típicos, se amplía este estudio a varias alturas de canal para estudiar las limitaciones de esta configuración.

## 2 ESTADO DEL ARTE

El objetivo de este capítulo es mostrar las conclusiones de una revisión del estado en que se encuentra la tecnología de refrigeración mediante disipadores de calor con pines, objetivo del presente trabajo. En primer lugar, se presenta una recopilación de información relacionada con la geometría escogida y las conclusiones que otros autores han publicado sobre esta. También se estudian las capacidades de fluidos refrigerantes según los trabajos de otros autores. Y, por último, se hace referencia a trabajos experimentales los cuales se consideraron posteriormente para la validación del modelo.

En [10] se realizó un estudio exhaustivo en diseños de aletas, incluidos disipadores de calor de aleta de placa, en línea y escalonados, y disipadores de calor de aletas circulares (pines) y cuadradas, colocados en línea y escalonados. Tras el estudio experimental en túnel de viento se definió una correlación que calcula el número de Nusselt y la caída de presión adimensional teniendo en cuenta la influencia de la altura y el ancho del conducto, la altura de la aleta, el grosor de la aleta y la distancia de aleta a aleta. Se demostró que, a altos números de Reynolds, la caída de presión es mayor para los disipadores de calor con pines en comparación con los disipadores de calor de aleta de placa, mientras que la diferencia en la resistencia térmica no es significativa. Finalmente, se llegó a la conclusión de que no es beneficioso usar disipadores de calor de aleta de pin con números de Reynolds altos.

En [11] se realizó una extensa investigación en la geometría de pines, se estudiaron micro disipadores de calor con pines y aquellos que combinan conjuntamente aletas en canales y pines en su interior, además realizaron pruebas con una distribución de pines escalonada y oblicua y de diferentes alturas. Los resultados que se obtuvieron fueron que, el comportamiento de la configuración que combinaba pines y aletas era ligeramente mejor que los que solo estaban compuestos de pines y que la mejor configuración de pines era la oblicua. Sin embargo, tenía más importancia en la disipación de calor la altura de los pines que la distribución de estos en el espacio. También se descubrió que, los disipadores de calor con pines (PFHS) y los compuestos con pines y aletas (finned MCHS), no tienen mejor comportamiento que un micro disipador de canal simple con el ancho de canal optimizado, (Optimum Simple MCHS) especialmente para altas potencias de bombeo, como se puede observar en la figura 2-1,

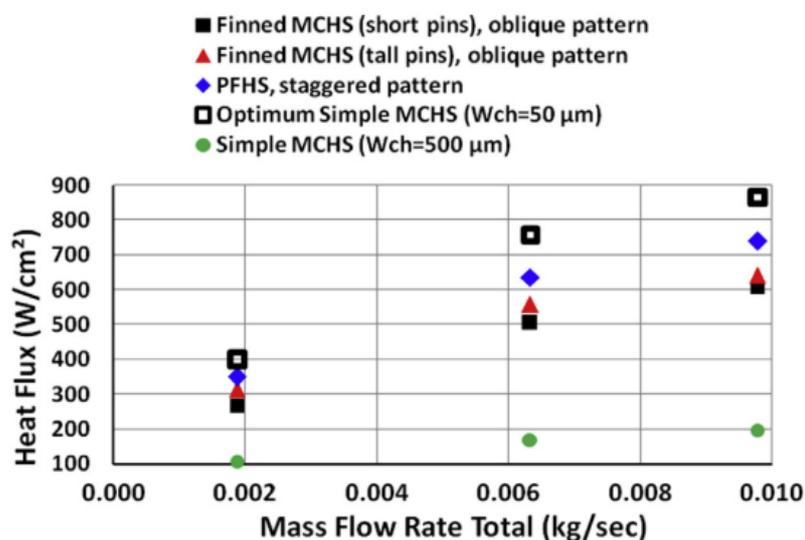


Figura 2-1: Comparativa del flujo de calor disipado para MCHS con aletas, PFHS y MCHS simples para

diferentes caudales máscicos, [11] .

En [12] los autores investigaron pines con una aleta en dirección del flujo de aire y encontraron que la deflexión del flujo, a causa de la geometría del pin, prevenía la formación de vórtices, aumentando significativamente el coeficiente de transferencia de calor y por tanto, también el número de Nusselt. Para el mismo estudio, en el caso de configuración escalonada, los coeficientes de transferencia de calor aumentaban cuando la densidad de aletas se incrementaba independientemente de la configuración de las aletas. Encontraron el óptimo cuando la distancia entre los centros de los pines es igual al doble del diámetro de los pines y cuando la longitud de la aleta dividido el diámetro del pin es igual a 0.2.

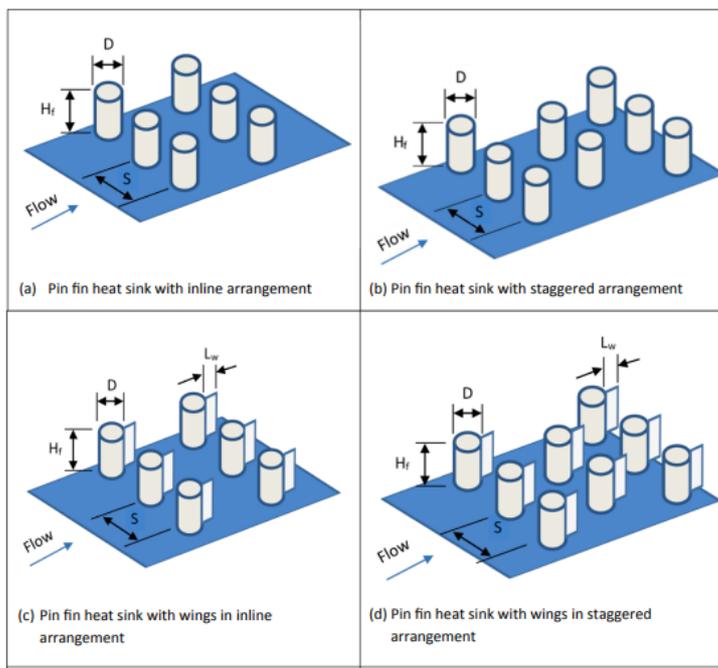


Figura 2-2: Geometrías de disipadores de calor con pines estudiadas en [12].

En el estudio de [13], se empleó el método de volúmenes finitos para simular numéricamente la transferencia de calor conjugada en disipadores de calor con pines y estudiar parámetros geométricos como el número de pines, altura, el diámetro y la distancia entre ellos. Se demostró que los pines con forma cónica mejoraban significativamente el coeficiente de transferencia de calor por convección y la caída de presión, así como el rendimiento total del sistema. Se confirmó que, al aumentar el número y el diámetro de pines, aumentaba, tanto la caída de presión, como el coeficiente de transferencia de calor. Mientras que el aumento de la altura de los pines y de la distancia entre ellos arrojaba como resultado una caída, tanto de la caída de presión, como del coeficiente de transferencia de calor.

En [14] se investigó la transferencia de calor desde un disipador de calor tipo aletas que forman canales y aletas en forma de pin refrigerados por agua, comúnmente utilizados en sistemas electrónicos. Como fluidos refrigerantes se utilizó un fluido base (agua) y un nano fluido de  $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-H}_2\text{O}$  con una concentración en masa del 0,1 %. Los resultados demostraron que el nano fluido en una superficie plana proporciona una mejora del 10,5 % en la transferencia de calor en comparación con el fluido base. En el uso del disipador de calor con canales, la cantidad máxima de mejora en la transferencia de calor en comparación con la superficie plana se obtuvo aproximadamente un 64,25 % para el fluido base y un 82,8 % para el nano fluido. Se realizó una comparación similar para el disipador pin-fin, donde se determinó una mejora térmica máxima del 56,4% en el fluido base y del 70,27% en el uso de nano fluido. Además, se comprueba que la geometría de aletas genera menor resistencia térmica y menor consumo de potencia de bombeo que los pines, teniendo una mayor eficiencia los primeros, como se observa en la figura 2-3.

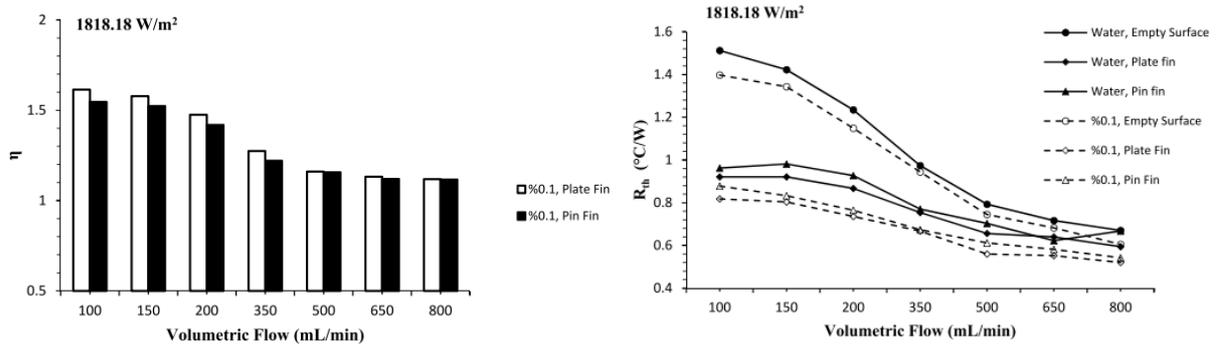


Figura 2-3: Variación del rendimiento y la resistencia térmica total para disipadores de aletas y pines.

Un reciente estudio, [15] basado en el método de resolución por adjuntos que emplea algoritmos de optimización multiobjetivo, propone variar la geometría de los pines a medida que avanza el fluido. Como se observa en la figura 2-4, concluyeron que al inicio del disipador el comportamiento era mejor para pines estilizados y delgados (2-4 izquierda), mientras que a medida que el flujo avanza por el disipador, los pines se deben ser más gruesos (2-4 derecha). De esta forma se crea una matriz de pines que posee una transición de geometría que va desde pines que proporcionan “baja caída de presión” a pines de “alto rendimiento de refrigeración”. Así, el objetivo se traduce en ahorrar caída de presión aguas arriba, que posteriormente se puede emplear aguas abajo para mejorar el enfriamiento en el área más crítica. Con esto se consigue, según los autores, mejorar la transferencia de calor, con una reducción de la sobre temperatura crítica en más del 30%, manteniendo la restricción de caída de presión.

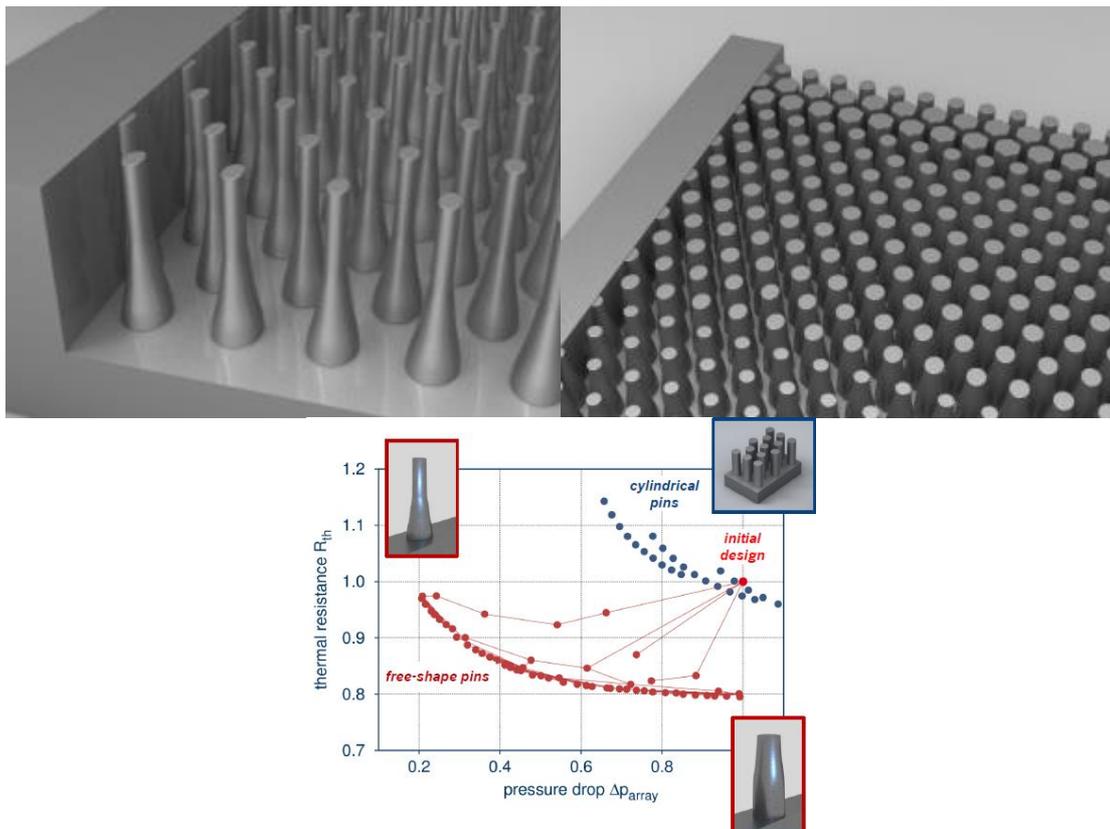


Figura 2-4: Distribución de pines que varían su forma a lo largo del disipador optimizados por el método de los adjuntos, y comparación de caída de presión y resistencia térmica total [15].

Se aprecia como la tendencia a lo largo de los últimos años de la investigación ha sido estudiar nuevas formas de aletas que mejoren la capacidad de transferencia de calor, reduciendo siempre el tamaño de los disipadores de calor para que estos avancen junto con la tecnología hacia la miniaturización. En este trabajo se va a realizar un modelo de aletas en forma de pines que se comparará con el mismo estudio para mini canales. La diferencia

principal entre mini canales y micro canales es que los más pequeños necesitan más presión de bombeo. Las bombas capaces de mover altas presiones de metales líquidos son costosas y aún no se han extendido en el mercado a excepción de aplicaciones militares y nucleares. También, el modelo de aletas por pines resulta más sencillo de fabricar que los mini canales, es por eso por lo que los costes de fabricación se reducen. Luego otro aspecto interesante de este estudio será utilizar una estructura de disipador de calor más tradicional con un refrigerante más novedoso y demostrar las diferencias.

En cuanto a los fluidos refrigerantes, cuando la geometría queda optimizada, estos se convierten en otro parámetro bajo estudio para seguir mejorando las capacidades de un disipador de calor, como por ejemplo los nano fluidos o los metales líquidos. En la mayoría de los sistemas refrigerantes con fluidos, la baja conductividad térmica de los fluidos de trabajo, por ejemplo, el agua, requiere micro canales para que haya una transferencia de calor efectiva, dando como resultado mayores caídas de presión en el circuito y la necesidad de mayor cantidad de energía eléctrica en las bombas. Si comparamos con el agua, la viscosidad dinámica del galio es aproximadamente 1,5 veces mayor, de lo que se deduce que se puede bombear a través de pequeños canales con relativa facilidad. En cuanto a la tensión superficial, la del galio líquido es muy superior a la del agua, lo que lo hace inmune a la presencia de pequeñas grietas en un sellado imperfecto que supondría una grave fuga si fuese el agua el fluido refrigerante. Además, es importante añadir que el galio líquido no es tóxico y es relativamente barato.

Para convertirse en un fluido refrigerante eficaz, el metal líquido debe tener un punto de fusión bajo, una viscosidad baja, una conductividad térmica alta y un calor específico alto. Además, debe ser seguro y no tóxico. El requisito previo más importante es que el metal debe permanecer en estado líquido cuando está en contacto con el disipador y hace la función de transportar el calor, en un rango de temperatura adecuado para los chips, que generalmente es inferior a 100°C. Un análisis en profundidad de las propiedades térmicas del galio sugiere que se adapta muy bien al enfriamiento de los chips debido a su bajo punto de fusión, 29.78 °C, [16] que está alrededor de la temperatura ambiente.

En su trabajo [16] recopiló la mayor información sobre los metales líquidos encontrada en la literatura. Sobre el galio se afirma que, generalmente se puede mantener en estado líquido a una temperatura mucho más baja que la temperatura ambiente, debido a su gran punto de subenfriamiento. Además, gracias a su bajo punto de fusión y presión de vapor, la manipulación del galio en su forma líquida es mucho más fácil que la de otros metales líquidos. Todo esto y la alta conductividad térmica del galio líquido, lo convierte en un excelente fluido refrigerante. Finalmente, teniendo en cuenta que la baja viscosidad del galio líquido mejora también su capacidad de eliminación de calor, especialmente en la interfaz líquido-sólido, parece evidente el aumento de su atractivo como refrigerante de nueva generación.

Algunos autores, como [6] se centraron en demostrar que efectivamente los metales líquidos eran mejor disipando calor que el agua. Emplearon un modelo de numérico para comparar la resistencia térmica total de disipadores de calor de micro canales refrigerados por agua y por galio de las mismas dimensiones. Primero realizaron el estudio de una sola variable y obtuvieron los valores críticos de los parámetros geométricos. Sus resultados arrojaron que solo cuando la longitud del disipador de calor es menor que una longitud crítica, o la altura del micro canal es mayor que la altura del canal crítico, o el ancho del micro canal es mayor que la anchura crítica del canal, el disipador de calor a base de galio puede lograr una resistencia térmica menor que la del disipador a base de agua. Obtuvieron los valores críticos de parámetros geométricos, bajo los cuales los disipadores de calor de micro canales refrigerados por agua o galio líquido tenían la misma resistencia térmica total. Todas estas atractivas propiedades garantizan sus futuras aplicaciones en el área de enfriamiento de chips.

Por otro lado, y teniendo en cuenta que se ha tomado este artículo como principal referencia del presente trabajo, en [9] se realizó una investigación numérica del efecto de los materiales en un disipador de calor con mini canales en diferentes parámetros. En su trabajo se compara la distribución de temperatura, caída de presión, flujo máximo de calor y resistencia térmica del disipador de calor a varios números de Reynolds para diferentes metales líquidos refrigerantes (EGaInSn, EGaIn, GaSn y GaIn) y materiales del disipador (aleación de cobre, aluminio, tungsteno y silicio). Entre todos los refrigerantes estudiados, encontraron que EGaIn (Eutéctico) presentaba menor caída de presión y por tanto reducía la resistencia al flujo mejor que el resto de los fluidos con los que se comparaba. También encontraron que la conductividad del material del disipador influye significativamente en la resistencia térmica del mini canal. Pero que, sin embargo, la conductividad térmica y el calor específico del refrigerante son los factores clave para determinar el rendimiento térmico general. Por lo tanto, se afirmó que una mayor conductividad conducía a una menor resistencia térmica. Finalmente, los

resultados numéricos de la potencia de bombeo y la caída de presión para las aleaciones de galio las compararon con predicciones y propusieron correlaciones analíticas para cada una de ellas, las cuales se comportaron adecuadamente.

En cuanto al material del disipador de calor, el modelo desarrollado en este trabajo se realizó en aluminio. En primer lugar, por ser el que usa el modelo para la verificación y validación del modelo. Además, resulta ser uno de los materiales que proporcionan mejor comportamiento térmico [17], entre los que también se encuentran el silicio y el grafeno.

Finalmente, durante la investigación que ha conllevado este trabajo, se ha comprendido que, con el rápido desarrollo de computadoras y las técnicas de CFD, la mayoría de los problemas complejos se pueden resolver numéricamente. Este método se ha convertido en el método más empleado por la mayoría de los investigadores en el estudio de micro canales, [18]. Se recopilaron los métodos que normalmente se utilizan en CFD, que incluyen, el método de diferencias finitas, el método de elementos finitos, el método de volumen finito y otros algoritmos de resolución. Además, el método de simulación CFD puede simular diferentes condiciones de contorno y estructuras de modelo complejas, aunque teniendo en cuenta que para estos últimos, los requisitos de la calidad de la malla serían altos. En definitiva, la mayor parte de la investigación sobre transferencia de calor por micro canales y características de flujo puede resolverse mediante este método según [18].

# 3 METODOLOGÍA DE TRABAJO

---

En primer lugar, se hizo una amplia búsqueda sobre el estado del arte de los disipadores de calor, los últimos estudios y las tendencias futuras de las líneas de investigación. En el capítulo anterior se pueden encontrar algunos de los más relevantes.

Una vez identificado lo anterior, se procedió a crear un modelo que sirviese de base para el trabajo. Para la verificación y validación del modelo, se investigaron trabajos que contemplaran la comparación de modelos numéricos y experimentales. Se escogió un estudio en el que se utilizaba la geometría deseada y se trataba tanto la simulación numérica mediante CFD como experimentalmente. Además, los autores [19], compararon sus propios resultado con los de otros autores.

La creación de la geometría y el mallado se realizó mediante CFD se usó ICEM CFD 18.1. Posteriormente, el software comercial CFX 18.1, basado en el método de los volúmenes finitos, se utilizó para simular el problema de transferencia de calor conjugado y para visualizar en el post procesado la solución. Se replicó la geometría de autores [19] y se simularon los experimentos realizados por los autores.

La verificación de un modelo es el proceso de confirmar que se implementa correctamente con respecto al modelo conceptual (coincide con las especificaciones y los supuestos que se consideran aceptables para el propósito de la aplicación). Durante la verificación, el modelo se prueba para encontrar y corregir errores en la implementación del modelo. El objetivo de la verificación del modelo es garantizar que la implementación del modelo sea correcta. Por otro lado, la validación verifica la precisión de la representación del modelo del sistema real. La validación del modelo se define como "justificación de que un modelo computarizado dentro de su dominio de aplicabilidad posee un rango de precisión satisfactorio consistente con la aplicación prevista del modelo".

Una vez el modelo pasó a través del proceso anterior, se procedió a continuar con el objetivo del trabajo, como ya se ha comentado, un estudio numérico de la influencia de metales líquidos como refrigerantes en la distribución de temperatura, potencia de bombeo y caída de presión de un disipador de calor con pines. Para ello, utilizando el modelo se realizaron simulaciones en las que se variaba el líquido refrigerante entre los metales líquidos basados en aleaciones de galio.

Una vez realizadas las simulaciones se estudió la potencia de bombeo necesaria para hacer pasar el metal líquido por el disipador de calor a la velocidad deseada, y esta se comparó para todas las aleaciones según el número de Reynolds. También se calculó la resistencia térmica total del disipador, que es capacidad del sistema para oponerse al flujo de temperatura. Con la misma finalidad, se representaron los perfiles de temperatura para los distintos refrigerantes. Finalmente, se varió la altura del disipador y se compararon los resultados obtenidos con otros estudios que empleaban diferente geometría para estudiar la influencia que esta tendría en el rendimiento del mismo.

## 4 MODELO DE PARTIDA. VALIDACIÓN Y VERIFICACIÓN DEL MODELO

---

En esta sección se recogen los pasos llevados a cabo para la creación de un modelo numérico de disipador de calor compuesto por pines. Este modelo se basa en el que otros autores han publicado, y pretende ser una réplica de estos, sobre el cual poder trabajar posteriormente con garantía de los resultados obtenidos. Para verificar el modelo desarrollado en este trabajo, se ha seguido un artículo que incluye información sobre modelos experimentales y numéricos, y se han realizado varias simulaciones numéricas similares a las del artículo escogido, arrojando estas, buenos resultados. En su trabajo [19] los autores comparan para el mismo diseño de disipador de calor, el método experimental con la simulación en CFD del modelo. El disipador de calor que se ha modelado consta de 8 filas de pines sólidos de aluminio con 8 pines cada una, en total 64 pines distribuidos en una base cuadrada de 50x50x2mm, como se puede observar en la figura 4-1.

### 4.1 Modelo experimental

El modelo experimental consta de un conducto de sección rectangular de 50mm de ancho y 10 mm de alto, en el cual se introduce el disipador de calor. El disipador de calor se coloca en el centro del conducto a 110mm de la entrada donde se encuentra un ventilador de dimensiones 36x36x28mm, 12V DC y 0.75 A, encargado de proporcionar el flujo de aire refrigerante. A 50mm de los pines se colocan mallas metálicas para evitar flujo mal distribuido y crear un perfil de flujo de aire uniforme sobre el disipador. Se equipa el canal con tomas para poder medir la caída de presión a través del disipador mediante un manómetro digital y puntos de inserción que permiten registrar el cambio de temperatura del aire mediante un termómetro digital. Estas tomas se colocan a la entrada y a la salida del disipador de calor.

Los pines fueron fabricados a partir de una barra de aluminio de dos milímetros de diámetro. La altura de los pines era de 10 mm y se soldaron a la base del disipador de calor dispuestos en forma de matriz regular dejando un espacio de 6.5 mm entre los centros de cada pin, como se puede observar en la figura 4-1. La base, del mismo material, tiene unas dimensiones de 50x50x2 mm como se ha indicado anteriormente.

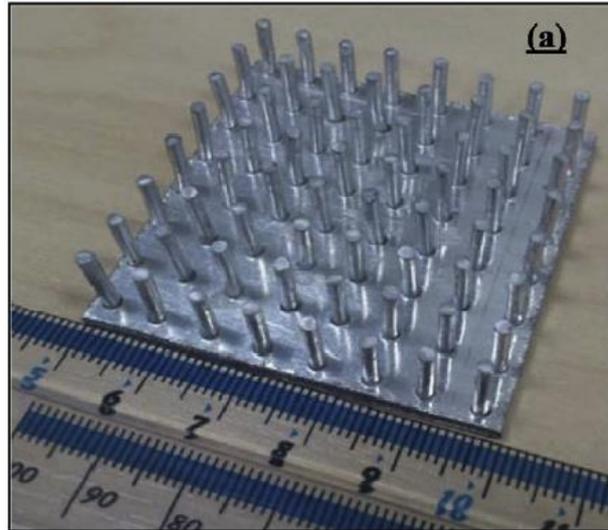


Figura 4-1: Fotografía del disipador de calor con pines utilizado por [19].

Una vez instalado el disipador de calor en el conducto por el que pasa el flujo de aire, se le aplica calor en la base a través de un calentador de película delgada y una capa ( $< 1\text{mm}$ ) de epoxi termo conductor. Debajo del calentador, se coloca una capa de aislamiento de fibra de vidrio para evitar que el calor se disipe en el sentido contrario al disipador de calor. Se aplica aproximadamente  $50\text{W}$ , calculados a partir del voltaje y la corriente consumidos por el calentador. Se colocan los termopares en la base superior del disipador y en la parte superior de los pines mediante una pequeña muesca en el material y son sellados con resina epoxi termo conductora para reconstruir la superficie y la geometría. Con esto, se puede calcular la diferencia de temperatura y así la tasa de transferencia de calor y el número de Nusselt.

Por lo tanto, el experimento consiste en aplicar calor en la parte inferior del disipador y refrigerarlo con aire a diferentes velocidades a través de un conducto para, a continuación, medir la caída de presión a través del disipador y las temperaturas de la base y del extremo superior de los pines. Con esto, se deduce la caída de presión y número de Nusselt que se emplean para verificar el modelo. Los experimentos se hicieron manteniendo el flujo de calor constante y variando la velocidad del aire de entrada al conducto:  $6.5, 8, 10$  y  $12\text{ m/s}$ .

## 4.2 Modelo numérico

Se describe en este apartado el proceso seguido durante este trabajo para la construcción del modelo numérico. Se empleó fluido dinámica computacional para simular el experimento cuya configuración es la descrita anteriormente: una base de aluminio de  $50 \times 50 \times 2\text{ mm}$ , con una matriz de  $8 \times 8$  pines que conforman el disipador de calor.

### 4.2.1 Geometría y mallado

La geometría y el mallado se realizaron empleando el software ICEM CFD 18.1. En primer lugar, se generó la geometría utilizando superficies sencillas y extrusión. Se construyó únicamente una fila de 8 pines, ya que el software de resolución ofrece la posibilidad de explotar la simetría. Se prestó especial atención a la selección de los nombres de las superficies (*Parts*) ya que posteriormente se emplearían para la selección de las condiciones de contorno (inlet, outlet, heat source, etc.).

A continuación, se procedió a realizar el mallado. Para ello, se utilizó la función *blocking* que emplea elementos hexaédricos que resultan ser más convenientes para geometrías curvas, como se puede observar en la figura 4-2, ya que se ajustan mejor a los contornos circulares que los elementos tetraédricos. Para el pin se separó el bloque con la función *Ogrid block* y se ajustó el eje del bloque al del pin, generando con esto un mallado de alta calidad.

Posteriormente, se asignó el número de elementos a cada eje, teniendo en cuenta que se requería un mallado más refinado cerca del pin, donde se estudia la transferencia de calor, es decir en la capa límite. En concreto, se

asignaron 30 nodos en la base y 10 nodos en el espesor de la base del disipador. También se distribuyeron de manera que el número de nodos fuese mayor cerca del pin, fijando una tasa de crecimiento en la separación de 1.2, con el fin de obtener el mejor refinamiento del mallado cerca del pin. Se comprobaron parámetros de calidad como el *Minimum angle* que debe mantenerse por encima de 10°.

Finalmente, haciendo uso de la función *transform mesh and copy* se multiplicaron los pines hasta conseguir una fila de 8 pines, como se observa en la figura 4-3, y se exportó el mallado a CFX 18.1.

En la tabla 4-1 se pueden encontrar los parámetros más relevantes de la malla.

Parámetro	
Tipo de elemento	Hexaédrico
Número de nodos	662768
Número de elementos	609520
Ángulo mínimo	89.99 °

Tabla 4-1: Parámetros del mallado.

Cabe mencionar que en este trabajo fin de máster no se realizó un estudio de sensibilidad de la malla por no ser el mallado el principal objetivo del proyecto.

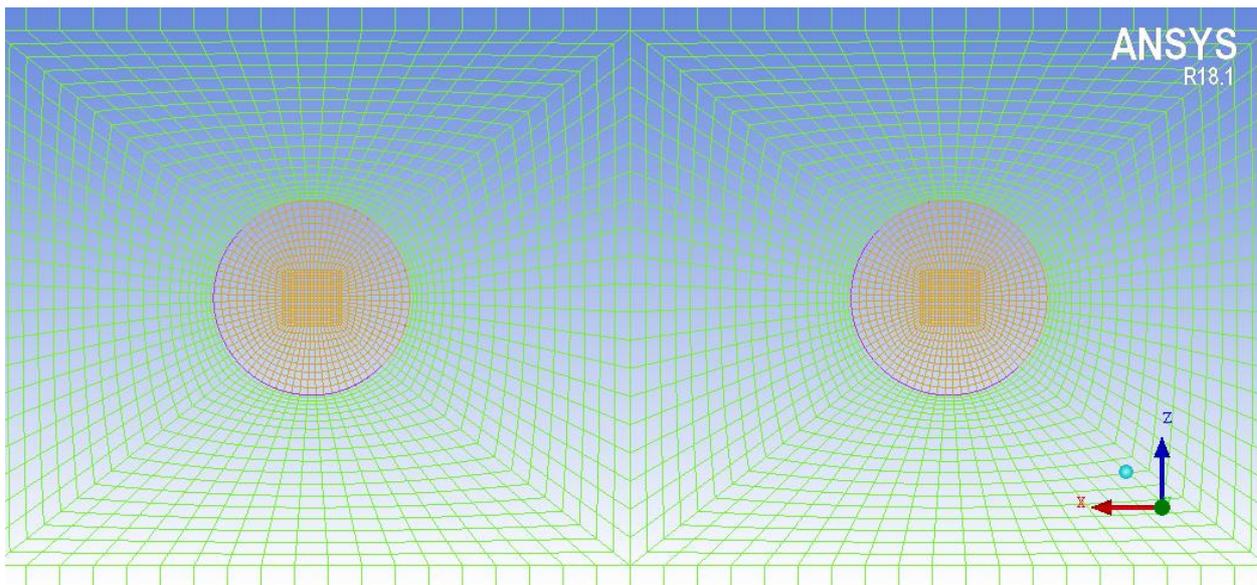


Figura 4-2: Detalle del mallado con elementos hexaédricos, vista en planta del disipador de calor.

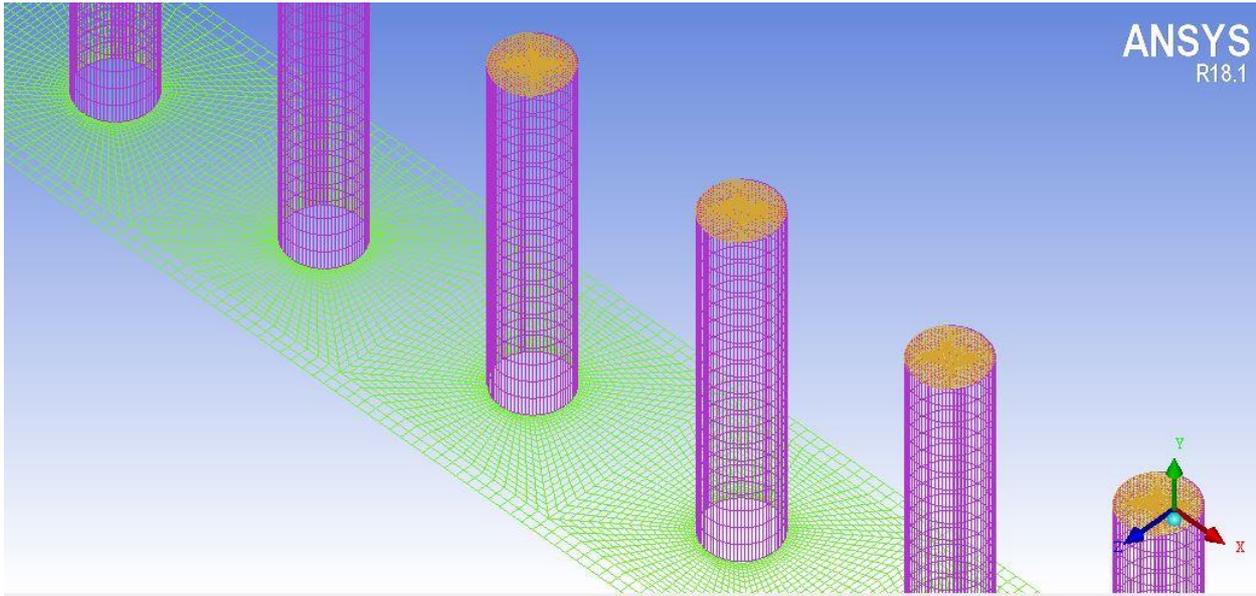


Figura 4-3: Detalle del mallado final de la fila de 8 pines con elementos hexaédricos.

#### 4.2.2 Modelo de transferencia de calor

Una vez realizado el mallado se definió el método de resolución en el módulo CFX-Pre-18.1 del software CFX 18.1.

En primer lugar, la temperatura del aire de entrada se estableció en 25°C y la velocidad del aire de entrada variando entre 6.5 m/s y 12m/s, lo que condujo a números de Reynolds en el rango de 3500-6580 según una escala dada por el diámetro hidráulico del conducto.

$$Re = \frac{\rho_f u_i D_h}{\mu_f} \quad (4-1)$$

Para,

$$D_h = \frac{2HW}{H + W} \quad (4-2)$$

Donde H y W son altura y ancho del conducto en el cual se coloca el disipador. El flujo de aire se supone constante, incompresible y turbulento.

En el modelo de transferencia de calor conjugado, la tasa de conducción de calor a través del disipador de calor se equilibra mediante la transferencia de calor por convección hacia la corriente de aire en movimiento, mediante una condición de contorno acoplada en la interfaz sólido/líquido.

En el disipador de calor sólido, el campo de temperatura  $T_s$  se obtiene resolviendo la ecuación de conducción de calor constante.

$$\nabla \cdot (k_s \nabla T_s) = 0 \quad (4-3)$$

Donde  $k_s = 202 \frac{W}{mK}$  es la conductividad térmica del aluminio empleado.

Se utilizan las ecuaciones de Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) para modelar el flujo turbulento a través del disipador de calor. Promediar en el tiempo las ecuaciones de continuidad, momento y energía con variables descompuestas en componentes medias y fluctuantes conduce a las ecuaciones RANS:

$$\nabla \cdot \underline{U} = 0 \quad (4-4)$$

$$\frac{\partial \underline{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\underline{U} \underline{U}) = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (\underline{\sigma} - \rho \overline{\underline{U}' \underline{U}'}) \quad (4-5)$$

donde  $\underline{\sigma} = -p \underline{I} + \mu(\nabla \underline{U} + [\nabla \underline{U}]^T)$  es el tensor de tensiones newtoniano,  $\mu$  la viscosidad del aire,  $\rho$  la densidad,  $\underline{U}$  y  $\underline{U}'$  vectores velocidad media y velocidad de fluctuación turbulenta,  $p$  la presión, e  $\underline{I}$  el tensor unidad. Las ecuaciones RANS incompresibles se resuelven con la ecuación de la energía para el campo de temperaturas del fluido  $T_f$ , con la fuente de calor  $Q$ , usando la ecuación:

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \underline{U} \cdot \nabla T_f = \left( \frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right) \nabla^2 T_f + \frac{Q}{\rho C_p} \quad (4-6)$$

Donde  $C_p$  es el calor específico del aire,  $Pr$  y  $\nu$  son el número de Prandtl y la viscosidad cinemática del aire respectivamente y el subíndice  $t$  indica su componente turbulenta.

El flujo de aire se modela usando el modelo SST con función automática de tratamiento de la pared. Este modelo combina la formulación precisa del modelo k- $\omega$  en las regiones cercanas a la pared con la independencia de flujo libre del k- $\epsilon$  en el campo lejano, y ha demostrado predecir de forma precisa flujos altamente separados en varios estudios previos, [20].

Siguiendo a otros autores [21] se encontró que, para diferencias de temperaturas de 40°C y 77.5°C para pines de aluminio pulido, las pérdidas de calor por radiación son menos del 5 y 8%, respectivamente de la tasa total de la transferencia de calor, por tanto, la transferencia de calor por radiación se considera despreciable. La densidad y viscosidad del aire se asumen constantes e iguales a las de la temperatura de entrada, es decir, 25°C.

Las ecuaciones para el modelo SST:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \underline{U} \cdot \nabla(\rho k) = \widetilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] \quad (4-7)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \underline{U} \cdot \nabla(\rho \omega) = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \quad (4-8)$$

Donde la función  $F_1$  se define como:

$$F_1 = \tanh \left( \left( \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right)^4 \right) \quad (4-9)$$

En la cual,

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega, 10^{-10} \right) \quad (4-10)$$

La viscosidad de remolino turbulento se calcula como:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (4-11)$$

donde  $S$  es la medida invariante de la velocidad de deformación y  $F_2$  es una segunda función de combinación definida por

$$F_2 = \tanh \left( \left[ \max \left( 2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right) \quad (4-12)$$

Para limitar el crecimiento de la turbulencia en las regiones de estancamiento, se utiliza un limitador de producción en el modelo SST.

$$P_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow \widetilde{P}_k = \min(P_k, 10\beta^* \rho k \omega) \quad (4-13)$$

Las constantes para este modelo son:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{5}{9}, & \beta_1 &= \frac{3}{40}, & \sigma_{\omega 1} &= 0.5, & \sigma_{k1} &= 0.85, \\ \alpha_2 &= 0.44, & \beta_2 &= 0.0828, & \sigma_{\omega 2} &= 0.856, & \sigma_{k2} &= 1, \\ \beta^* &= 0.09. \end{aligned}$$

Los parámetros de *Solver Control* controlan aspectos del proceso de generación de soluciones numéricas. Se seleccionó el esquema de advección (*Advection Scheme*) de alta resolución (*High resolution*) para resolver las ecuaciones de momento y energía totalmente acopladas, mientras que para los criterios de convergencia se seleccionó residuos de tipo RMS menores de  $10^{-4}$ .

### 4.2.3 Condiciones de contorno

En el mismo módulo de CFX 18.1 se deben imponer las condiciones de contorno del sistema. El problema computacional se reduce en tamaño al explotar la simetría del dissipador de calor. Se aplican condiciones de contorno de simetría a lo largo de los lados del canal para que el modelo de transferencia de calor conjugado se resuelva para un sistema de ocho pines alineados con la dirección de flujo dominante, como se muestra en la figura 4-4.

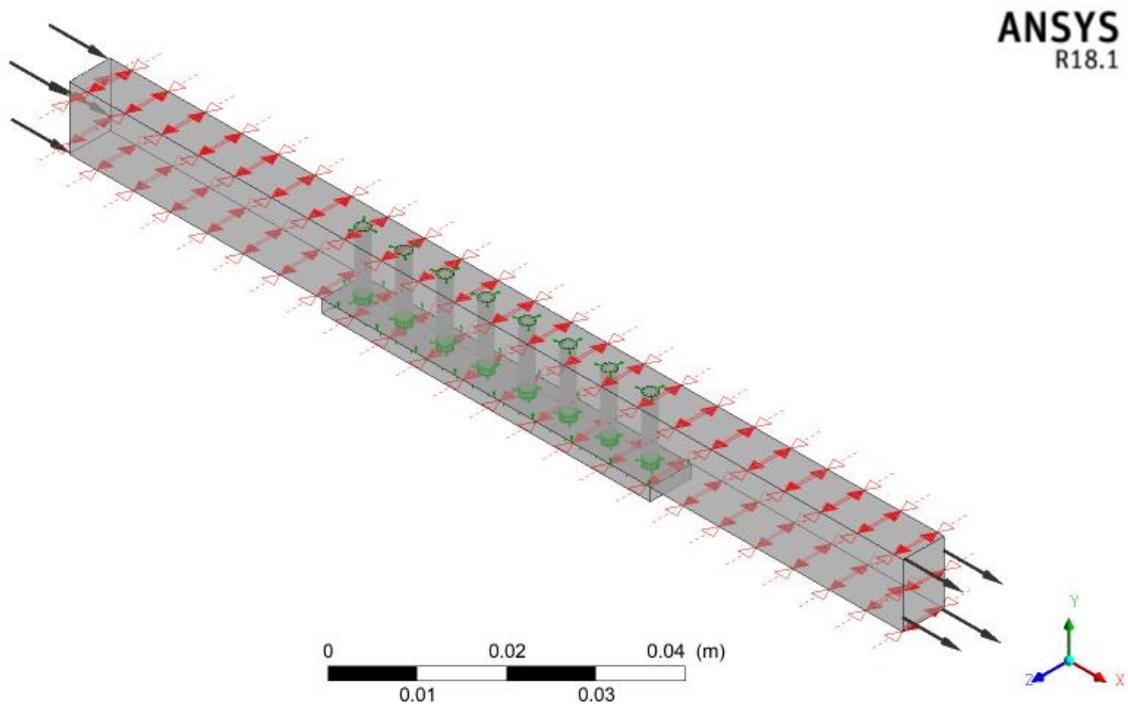


Figura 4-4: Vista del dissipador en CFX-Pre18.1 con las condiciones de contorno aplicadas.

A lo largo de la pared inferior del dissipador de calor, se aplica un flujo de calor constante  $Q = 50 \text{ W}$ , que se introduce como flujo por unidad de área,  $q_b = 20000 \text{ W/m}^2$ . Se imponen condiciones de no deslizamiento  $U_x = U_y = U_z = 0$  a lo largo de las paredes del dissipador de calor. También se impone la condición presión

igual a cero en la salida del conducto. Todas las paredes restantes se consideran adiabáticas. Un resumen de las condiciones de contorno aplicadas se encuentra en la tabla 4-2.

Lugar	Condiciones del fluido	Condiciones térmicas
Entrada	$6.5 \leq U \leq 12.2 \text{ m/s}$	$T_f = 25^\circ\text{C}$
Lado izquierdo y derecho (simetría)	$\frac{du}{dy} = 0$	$\frac{dT}{dy} = 0$
Pared superior	$U = 0$	$\frac{dT}{dz} = 0$
Pared inferior del HS	$U = 0$	$\dot{Q} = \text{constante}$
Salida	$p = 0$	$\frac{dT}{dx} = 0$
PHS	$U = 0$	$k_f \cdot \frac{dT_f}{dn} = k_s \cdot \frac{dT_s}{dn}$

Tabla 4-2: Condiciones de contorno del disipador de calor con pines.

### 4.3 Resultados

En este apartado se presentan los resultados obtenidos en las simulaciones descritas anteriormente, a la vez que se comparan con los de los otros autores y sus simulaciones numéricas y experimentales, con el fin de verificar el modelo creado para este trabajo. Los resultados se obtuvieron tras resolver el problema en el módulo CFX-Solver Manager 18.1 y se extrajeron usando el post procesador CFD- Post Processor 18.1.

#### 4.3.1 Resultados del post procesado

Por lo tanto, tras la simulación, se recogen los datos de temperaturas en diferentes puntos del disipador, así como la caída de presión a través del conducto. En la tabla 4-3 se muestran los valores obtenidos de temperaturas del disipador, medidos en el post procesado, para cada velocidad de entrada de aire ( $u_i$ ) y equivalente número de Reynolds.  $T_w$  es la temperatura media de la superficie superior del disipador de calor,  $T_{HS}$  es la temperatura media de la superficie inferior (la fuente de calor, heat source) del disipador de calor.  $T_{out}$  es la temperatura del aire de salida,  $T_{m,sup}$  es la temperatura media de toda la superficie del disipador que está en contacto con el fluido, incluidos los pines, y  $T_{pin\ top}$  es la temperatura en la parte superior de los pines, la más alejada de la fuente de calor.

$Re$	$u_i(\text{m/s})$	$T_w(^{\circ}\text{C})$	$T_{HS(^{\circ}\text{C})}$	$T_{out(^{\circ}\text{C})}$	$T_{m,sup(^{\circ}\text{C})}$	$T_{pin\ top(^{\circ}\text{C})}$
<b>3185.2</b>	6.5	111.005	111.738	38.411	108.958	105.496
<b>3919.2</b>	8	99.601	100.332	35.889	97.564	94.119
<b>4632.3</b>	10	88.749	89.477	33.694	86.729	83.311
<b>5639.1</b>	12	81.848	82.579	32.49	79.827	76.404

Tabla 4-3: Temperaturas del disipador de calor para distintas velocidades de entrada del aire,  $Q=50\text{W}$ .

Se puede comprobar, de la tabla anterior, como la mayor temperatura se encuentra en la base del disipador de calor, donde se aplica el flujo de calor y a medida que se avanza en el eje Y, alejándose de la fuente de calor, la temperatura va disminuyendo debido al intercambio de calor por conducción y por convección que da lugar en

el disipador. Además, se puede observar que la disminución de temperatura de la base plana del disipador (2 mm de aluminio) es de alrededor un grado para cada velocidad. Sin embargo, se consigue una mayor diferencia de temperatura entre base y final de pin, donde se encuentra la mínima temperatura. Es decir, el mayor intercambio de calor se encuentra en los pines.

A continuación, en la figura 4-5, se puede observar el perfil de temperaturas para el caso de velocidad de entrada 8 m/s. Aire de entrada a 25°C. Los pines que encuentran primero el aire a 25°C experimentan un mayor intercambio de calor y consiguen alcanzar temperaturas más bajas. A medida que el aire avanza por el disipador, este se va calentando y disminuye su capacidad de intercambiar calor con el sólido por lo que al final del disipador se encuentran altas temperaturas en el sólido. Además, también se demuestra el poder de conducción de los pines, ya que todos experimentan una disminución de temperatura a medida que se encuentra el punto bajo estudio más lejos de la fuente de calor.

Por otro lado, en la tabla 4-4, se presenta la caída de presión, también para las distintas velocidades de aire de entrada. Se observa como a medida que aumenta la velocidad de entrada de aire, la caída de presión se vuelve mayor.

$Re$	$u_i$	$\Delta p$ (Pa)
3185.2	6.5	45.5757
3919.2	8	67.8552
4632.3	10	104.122
5639.1	12	147.78

Tabla 4-4: Caída de presión para diferentes velocidades de entrada de aire.

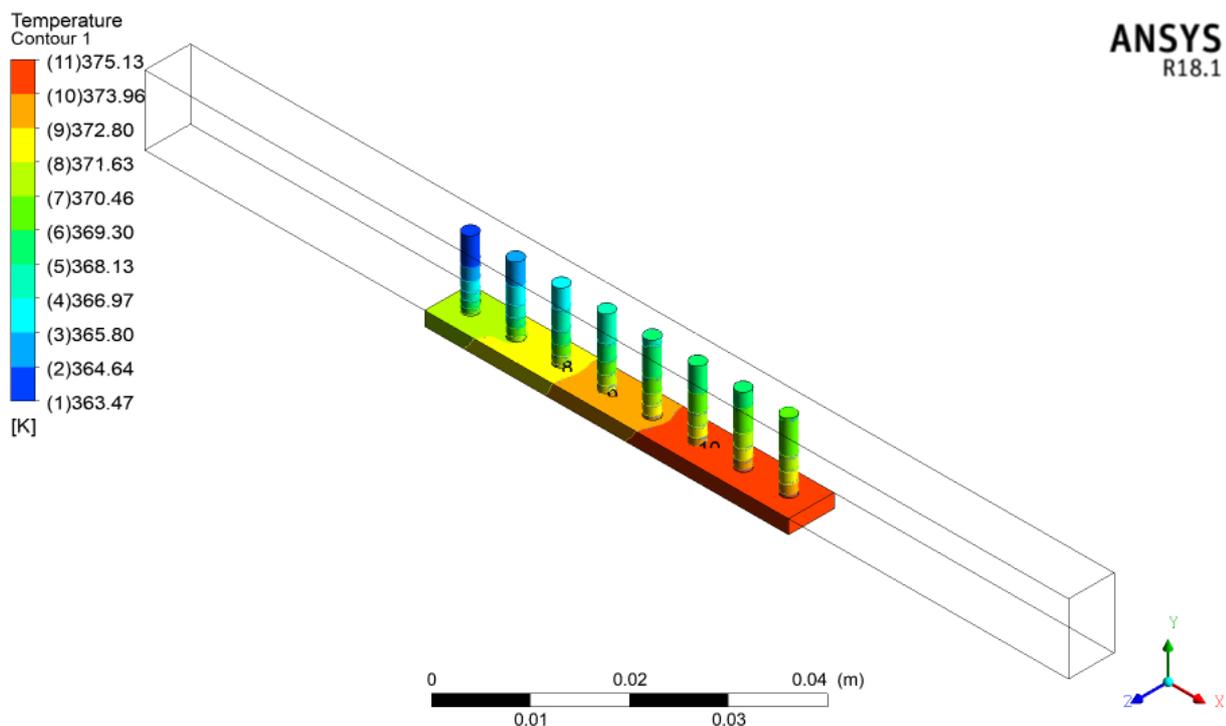


Figura 4-5: Perfil de temperaturas para un disipador de calor con pines refrigerado por aire.  $Q=50W$ ,  $u=8$  m/s.

En la figura 4-6 se representa la distribución de presiones a lo largo del disipador. Se puede observar claramente como la mayor presión se experimenta en el primer pin (izquierda) que se encuentra con el fluido a temperatura

ambiente, y esta va disminuyendo a medida que avanza por el disipador.

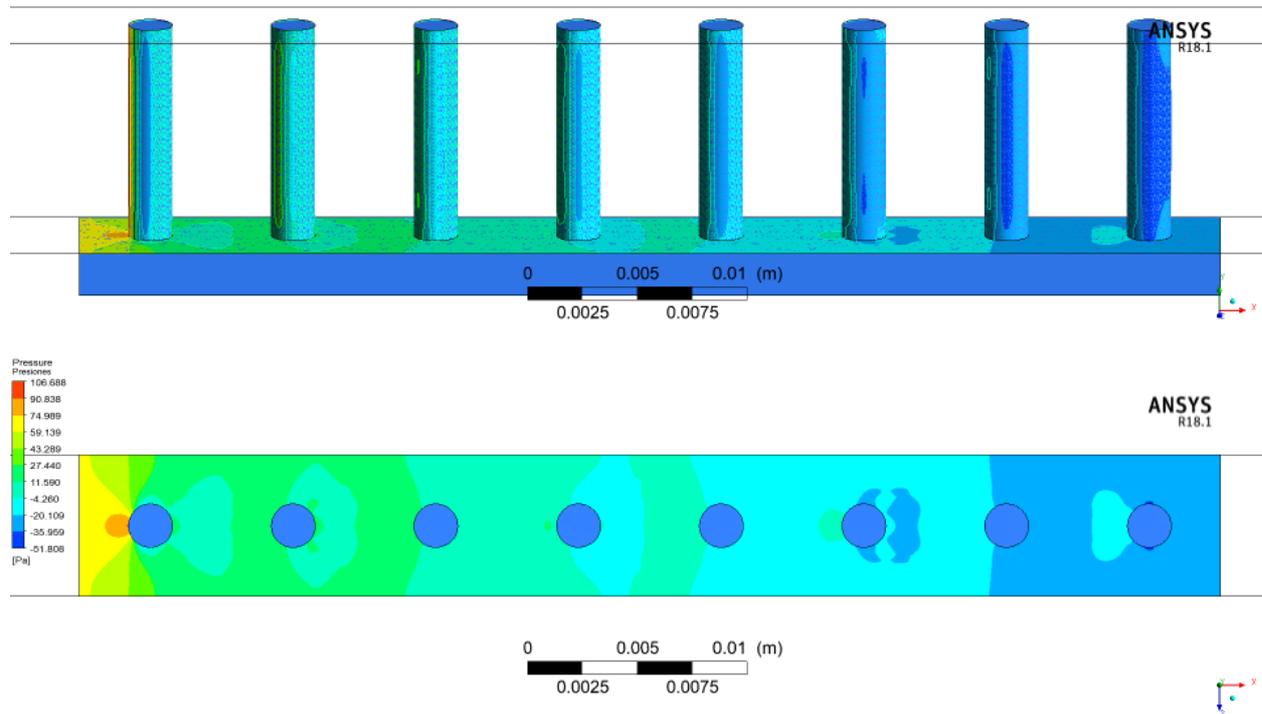


Figura 4-6: Distribución de presiones para un disipador de calor con pines refrigerado por aire.  $Q=50W$ ,  $u=8$  m/s.

#### 4.3.1 Número de Nusselt

Existen numerosas comparaciones entre modelos de disipación de calor en la bibliografía. Lo más común es utilizar parámetros adimensionales para llevar a cabo comparativas tras los experimentos, y se encuentra que la más extendida en aletas, es la comparación mediante el número de Nusselt.

El número de Nusselt es un coeficiente adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un discurre un fluido (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción. Como se puede observar en la siguiente expresión, es efectivamente una comparación del flujo de calor por convección y del flujo de calor por conducción.

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{hA\Delta T}{\frac{k}{L}A\Delta T} = \frac{\text{Flujo de calor por convección}}{\text{Flujo de calor por conducción}} \quad (4-14)$$

Para el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $h$  [W/m<sup>2</sup>/K] se pueden encontrar diferentes definiciones en la literatura. Para la verificación del modelo en este trabajo se va a seguir exactamente la definición que otros autores han utilizado para sus experimentos. Según [10], el cómputo del número de Nusselt es como se detalla a continuación. Para el coeficiente de transferencia de calor:

$$h = \frac{Q}{A_T \left[ T_w - \left( \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \right) \right]} \quad (4-15)$$

Donde,  $T_w$  es la temperatura del disipador de calor en su parte superior,  $T_{out}$  y  $T_{in}$  el promedio de las temperaturas de entrada y salida respectivamente.

Por otro lado,  $A_T$  se toma de [19] de la siguiente expresión:

$$A_T = WL + n[\pi DH] \quad (4-16)$$

Siendo  $L$  la longitud del disipador,  $W$  la anchura del conducto, que este caso corresponde solo a una fila de pines,  $n$  el número de pines, 8 en este caso y  $D$  el diámetro de los pines.  $Q$  se tomó igual a 50W.

Y para el número de Nusselt,

$$Nu = \frac{hD_h}{k_a} \quad (4-17)$$

Como longitud característica se seleccionó el diámetro hidráulico  $D_h$ , anteriormente definido. El coeficiente de conductividad térmica del aire,  $k_a$  [W/m/K] se evalúa en la temperatura media de película, la cual se ha calculado como sigue:

$$T_m = \frac{T_s + T_{ref}}{2} \quad (4-18)$$

Siendo  $T_{ref}$  la temperatura de referencia, 298.15°K, y  $T_s$  el promedio de la temperatura de la superficie, es decir, de interfaz sólido-fluido que se extrae directamente del software.

Los resultados tras los cálculos anteriores se muestran en la tabla 4-5 para el número de Nusselt los resultados obtenidos junto con los de [19], para su modelo numérico y experimental.

$ui$	Romero, numérico	Amer Al-Damook, experimental	Amer Al-Damook, numérico
6.5	235	240	270
8	270	280	300
10	314	310	338
12	351	340	370

Tabla 4-5: Comparativa de resultados del número de Nusselt numérico y experimental de [19].

#### 4.3.2 Verificación y validación del modelo

El objetivo de este subapartado es comparar los resultados obtenidos, presentados anteriormente, de las simulaciones realizadas con los publicados por [19], con el fin de verificar el modelo desarrollado en este trabajo.

En la figura 4-7 se representan los resultados del cálculo del número de Nusselt de [19], tanto numérico como experimental, junto con los resultados extraídos del modelo numérico de este trabajo. El número de Nusselt se presenta frente a la velocidad del aire de entrada al conducto, variando esta de 6.5 a 12 m/s.

Los datos obtenidos en la simulación de este trabajo siguen la tendencia y órdenes de magnitud de los autores. Efectivamente, se puede comprobar que el número de Nusselt aumenta a medida que aumenta la velocidad del aire de entrada, es decir, cuando se fuerza mediante la entrada de mayor cantidad de aire, un mayor intercambio de calor entre la superficie del disipador de calor y el fluido (mayor tasa de convección), para un mismo flujo de calor (50W) aplicado en la base del disipador de calor. Además, se puede ver que el modelo numérico de este trabajo se aproxima más al modelo experimental.

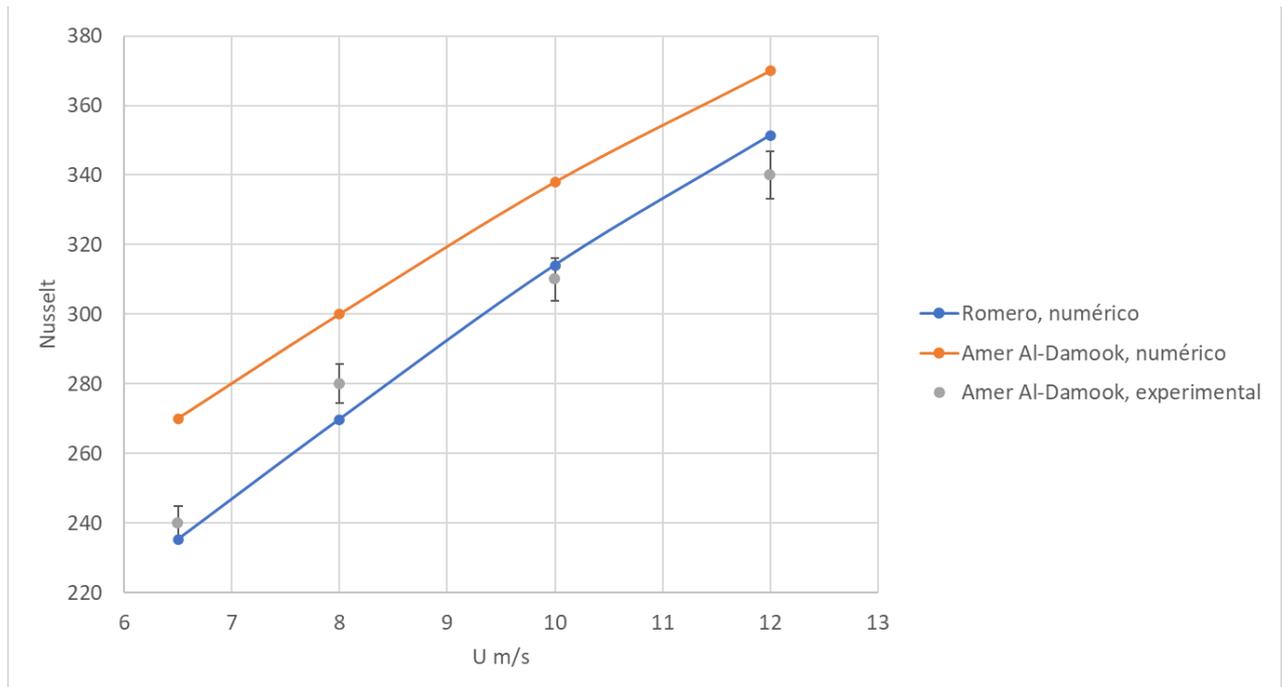


Figura 4-7: Comparativa de las estimaciones del número de Nusselt de varios autores.

Por otro lado, en la figura 4-8, se presenta la caída de presión a través de los pines del mismo disipador de calor, incluyendo los resultados de [19] y [22]. Como se observa, presentan valores muy similares, de hecho, pueden considerarse discrepancias típicas en las predicciones de  $\Delta p$  hasta el 10% según los autores.

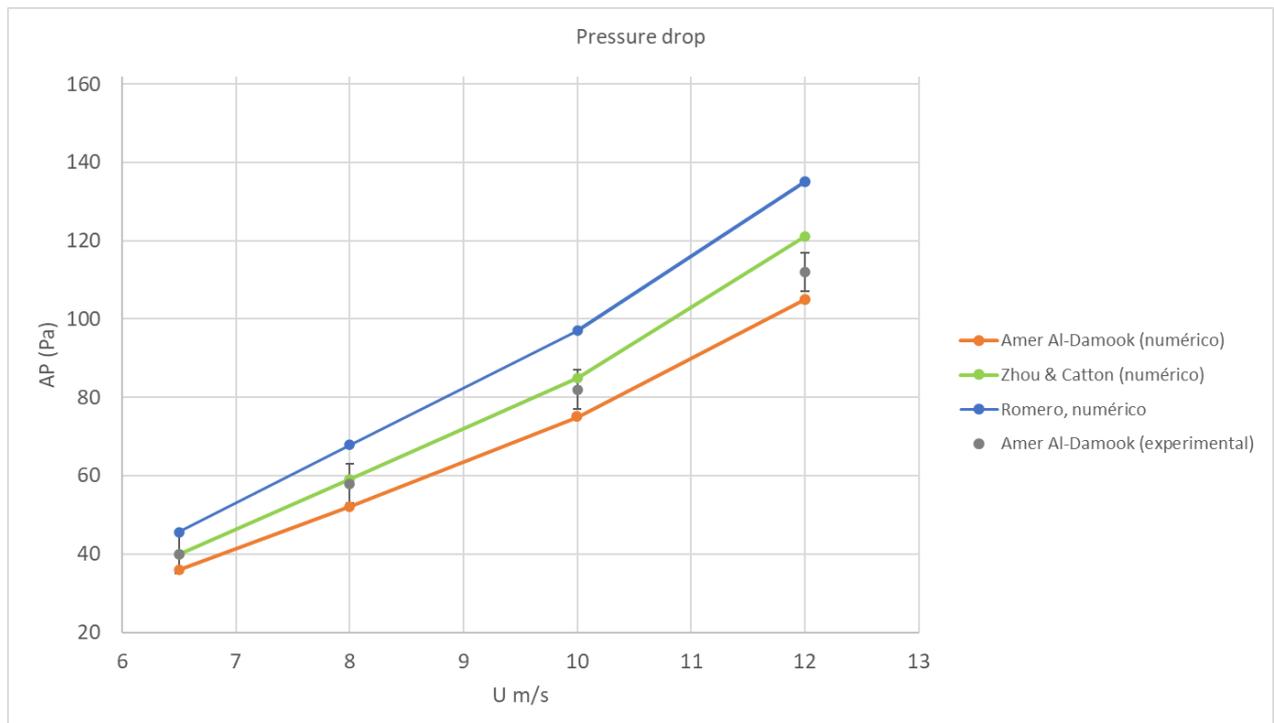


Figura 4-8: Caída de presión en función de la velocidad de aire de entrada. Comparativa con [19] y [22].

Del mismo modo, como ocurre con el número de Nusselt, la caída de presión aumenta al aumentar la velocidad del aire de entrada, forzando un intercambio de calor más rápido y por tanto más efectivo entre la superficie del sólido y el fluido refrigerante, en este caso aire.

La diferencia existente entre el modelo realizado en este trabajo y los artículos seleccionados con los que se compara, pueden deberse a variaciones en el número de celdas del mallado, en el caso de este trabajo superior, y al tipo de celdas, como ya se ha comentado, hexaédrica en el presente trabajo y tetraédrica en el caso de [19]

y [22]. Las diferencias se vuelven más acusadas cuanto mayor es la velocidad y por ende la turbulencia, teniendo en cuenta que los autores emplearon un esquema de advección de segundo orden *upwind* el cual no es recomendado para resultados finales y precisos, se pueden justificar las diferencias con este aspecto, así como a con la diferencia en el tipo de celda. A pesar de lo anterior, a la vista de los resultados, se puede afirmar que se ha verificado y validado el modelo realizado.

## 5 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Tras la verificación y validación del modelo se procedió a llevar a cabo una nueva simulación bajo unas nuevas condiciones que, como se ha comentado, no se han encontrado en la literatura. El trabajo consistió en llevar a cabo un estudio paramétrico de la influencia del líquido refrigerante, la velocidad del fluido y la altura de los pines en la caída de presión, la distribución de temperatura, la potencia de bombeo y la resistencia térmica total, la cual se considera como una medida del rendimiento térmico del disipador de calor.

Como se ha comentado, y a modo de recapitulación, se considera para la simulación un canal 3D compuesto por 8 pines con un ancho de canal 6.5mm, de una altura 10 mm, la misma que la de los pines, que forma parte de una matriz de 8 filas con 8 pines cada una. Los pines tienen un diámetro de 2 mm y están separados entre ellos 6.5mm, medidos desde sus centros. Las dimensiones generales del disipador de calor son  $L \times W = 50 \times 50 \times 2$  mm, que efectivamente coincide con el tamaño real de un chip. Se considera un flujo convectivo forzado con un perfil de velocidad de entrada uniforme. Se supone que todos los canales son idénticos y, por lo tanto, solo se considera para el análisis un canal que se muestra en la figura 4-4.

Para estudiar la potencia de bombeo  $W_{pp}$  y la resistencia térmica total  $R_{tot}$ , se aplicó un flujo de calor uniforme en la base del disipador de calor  $Q$ , de valor 800W, correspondientes a un flujo por unidad de área 320000 W/m<sup>2</sup> en la superficie inferior. El número de Reynolds de entrada  $Re$  varía en un amplio rango (300, 700, 1100, 1500 y 1900). Estos valores se escogen para poder complementar los resultados obtenidos en este trabajo con los de [9]. Las simulaciones se realizan en el disipador de calor de aluminio para diferentes fluidos metálicos refrigerantes.

La potencia de bombeo  $W_{pp}$  utilizada para hacer circular el flujo de refrigerante a través del disipador de calor se puede expresar en términos de caída de presión  $\Delta P$ , con la siguiente expresión.

$$W_{pp} = n\Delta p u_i WH \quad (5-1)$$

donde  $n$  representa el número de canales del disipador,  $u_i$  la velocidad de entrada del fluido y  $WH$  la geometría.

La resistencia térmica total  $R_{tot}$  para el disipador de calor se considera como la capacidad del sistema de oponerse al flujo de temperatura y se puede definir como,

$$R_{tot} = \frac{T_{max} - T_{in}}{q_b A_b} \quad (5-2)$$

donde  $A_b = WL$ , es el área de la base, es decir, el área inferior del disipador de calor y  $q_b$  es el flujo de calor por unidad de área aplicado al disipador.  $T_{max}$  es la temperatura máxima del disipador de calor y  $T_{in}$  es la temperatura de entrada del fluido de trabajo, que se definió en 25°C.

Las propiedades termo físicas de los fluidos de trabajo (EGaInSn, EGaIn, GaSn, GaIn) considerados en este trabajo se enumeran en la tabla 5-1. Todas las propiedades se suponen constantes con respecto a la temperatura y han sido tomadas de [23].

	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [J/kg/K]	$k_f$ [W/m/K]	$\mu$ [Pa·s]	$Pr$
<b>EGaInSn</b>	6440.0	295.0	16.5	0.00240	0.043
<b>EGaIn</b>	6280.0	404.0	26.6	0.00199	0.030
<b>GaSn</b>	6300.0	365.0	30.0	0.00219	0.027
<b>GaIn</b>	6363.2	365.8	39.0	0.00221	0.021

Tabla 5-1: Propiedades termo físicas de los fluidos de trabajo, [23].

Para cada uno de los fluidos, la velocidad de entrada del varía por la definición del número de Reynolds, en la siguiente tabla se pueden ver las velocidades que corresponden a cada material para que tengan el mismo número de Reynolds según la ecuación 4-1.

<b>Re</b>	<b>300</b>	<b>700</b>	<b>1100</b>	<b>1500</b>	<b>1900</b>
<b>EGaInSn</b>	0.0142	0.0331	0.0520	0.0710	0.0899
<b>EGaIn</b>	0.0121	0.0281	0.0442	0.0603	0.0764
<b>GaSn</b>	0.0132	0.0309	0.0486	0.0662	0.0839
<b>GaIn</b>	0.0132	0.0309	0.0485	0.0661	0.0838

Tabla 5-2: Correspondencia de velocidad de entrada de fluidos con el número de Reynolds.

A causa de la geometría escogida, y a pesar de utilizar Reynolds por debajo de 2300, se debe utilizar el modelo de turbulencia SST como sucedió en el caso anterior. En concreto, según [24] el flujo a través de un cilindro se vuelve turbulento a partir de  $Re=300$ , como se recoge en la figura 5-1. A partir de este valor, los pines generan un flujo completamente turbulento en el conducto. Debido a la geometría, se crean zonas de recirculación en la parte trasera de los pines que inducen la turbulencia. Se conoce como zona muerta a la región de recirculación estacionaria que se forma cuando el flujo se separa en la parte trasera de un cilindro y se vuelve a unir en la parte delantera del siguiente cilindro. La zona muerta disminuirá la transferencia de calor por convección del pin, ya que la capa límite está completamente desprendida impidiendo el intercambio de calor. Por tanto, se ha empleado el modelo de turbulencia SST para todos los casos excepto para el de  $Re=300$ , donde se emplea el flujo laminar, siendo este número el umbral entre flujo laminar y turbulento. Además, se supone un flujo newtoniano incompresible para todos los fluidos de trabajo en estado estacionario, mientras que se desprecian los efectos de la gravedad.

Luego, para estudiar cuantitativamente la influencia de la combinación de diferentes aleaciones de Ga, en este estudio se emplea un modelo numérico conjugado tridimensional para simular el calor y el flujo de fluido refrigerante dentro del disipador de calor. El modelo de transferencia de calor y las condiciones de contorno son las mismas que se exponen en la sección cuarta de este documento. Variando esta vez el fluido refrigerante, la velocidad de este y el flujo de calor aplicado en la base del disipador de calor.

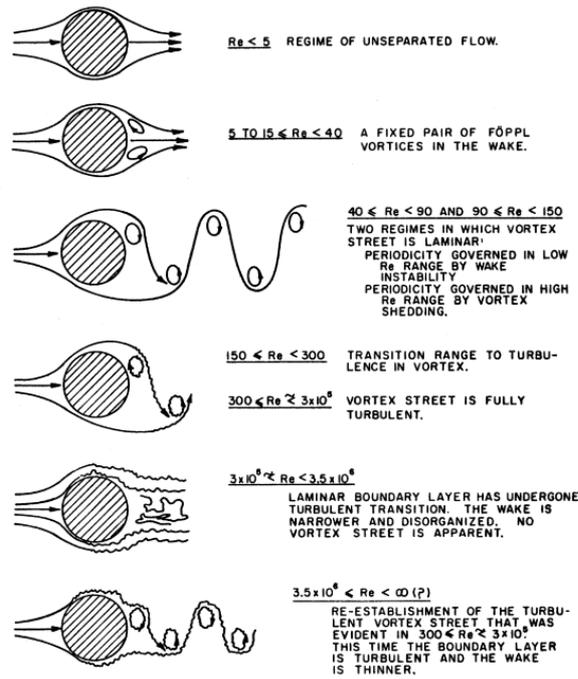


Figura 5-1: Evolución del flujo sobre un cilindro según el número de Reynolds, [24].

## 6 RESULTADOS

En esta sección, se recogen los resultados numéricos de temperaturas del disipador calor con pines refrigerados por metales líquidos, apartado 6.1, necesarios para el análisis de las simulaciones realizadas en el trabajo. En el apartado 6.2 se presentan los resultados de la caída de presión para cada caso, así como la potencia de bombeo asociada a cada uno de ellos. El comportamiento térmico, como valores de resistencia térmica total y distribución de temperaturas, se presenta en el apartado 6-3. Finalmente, en el apartado 6-4, se muestran los resultados en términos de resistencia térmica total y potencia de bombeo, obtenidos tras variar la altura de los pines del modelo.

### 6.1 Evolución de la temperatura en el disipador

Se extrajeron los resultados de las simulaciones que se muestran en las tablas de 6-1 a 6-5 del módulo post procesador del software empleado. Al igual que para la validación y verificación se presentan los valores obtenidos de temperaturas del disipador de calor en diferentes puntos considerados de interés, para cada número de Reynolds, metal líquido refrigerante y velocidad de entrada del fluido.

<b>Metal</b>	$u_i$	$T_w$ (°C)	$T_{HS}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$T_{m,sup}$ (°C)	$T_{pin\ top}$ (°C)
<b>EGaInSn</b>	0.014	95.57	102.68	86.32	78.32	50.367
<b>EGaIn</b>	0.012	82.12	88.23	79.11	68.54	46.72
<b>GaSn</b>	0.013	80.32	86.19	79.43	67.60	47.19
<b>GaIn</b>	0.013	76.07	81.43	78.95	65.17	47.81

Tabla 6-1: Temperaturas del disipador, Re=300.

<b>Metal</b>	$u_i$	$T_w$ (°C)	$T_{HS}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$T_{m,sup}$ (°C)	$T_{pin\ top}$ (°C)
<b>EGaInSn</b>	0.033	71.17	78.05	51.38	56.27	33.02
<b>EGaIn</b>	0.028	61.56	67.52	48.24	49.66	31.23
<b>GaSn</b>	0.031	60.01	65.75	48.35	48.76	31.33
<b>GaIn</b>	0.031	56.50	61.77	48.17	46.68	31.51

Tabla 6-2: Temperaturas del disipador, Re=700.

<b>Metal</b>	$u_i$	$T_w$ (°C)	$T_{HS}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$T_{m,sup}$ (°C)	$T_{pin\ top}$ (°C)
<b>EGaInSn</b>	0.052	62.48	69.20	41.89	49.28	29.24
<b>EGaIn</b>	0.044	54.458	60.30	39.85	43.88	28.01
<b>GaSn</b>	0.049	53.138	58.78	39.92	43.09	28.01
<b>GaIn</b>	0.048	50.195	55.40	39.76	41.34	28.04

Tabla 6-3: Temperaturas del disipador, Re=1100.

<b>Metal</b>	$u_i$	$T_w$ (°C)	$T_{HS}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$T_{m,sup}$ (°C)	$T_{pin\ top}$ (°C)
<b>EGaInSn</b>	0.071	57.59	64.19	37.42	45.58	27.72
<b>EGaIn</b>	0.060	50.53	56.27	35.92	40.89	26.80
<b>GaSn</b>	0.066	49.35	54.90	35.96	40.19	26.78
<b>GaIn</b>	0.066	46.75	51.89	35.84	38.62	26.75

Tabla 6-4: Temperaturas del disipador, Re=1500.

<b>Metal</b>	$u_i$	$T_w$ (°C)	$T_{HS}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$T_{m,sup}$ (°C)	$T_{pin\ top}$ (°C)
<b>EGaInSn</b>	0.089	54.33	60.824	34.835	43.209	26.926
<b>EGaIn</b>	0.076	47.91	53.582	33.638	39.004	26.213
<b>GaSn</b>	0.083	46.84	52.325	33.672	38.353	26.179
<b>GaIn</b>	0.084	44.48	49.561	33.57	36.929	26.131

Tabla 6-5: Temperaturas del disipador, Re=1900.

De las tablas se puede comprobar cómo la temperatura en la parte superior de los pines siempre es la más fría, independientemente de la configuración escogida. De igual modo, la temperatura más elevada se encuentra en la base del disipador, es decir, en contacto con la fuente de calor. De esto se deduce que la temperatura máxima del disipador se encuentra en esta superficie.

Se representan los valores para mejor comprensión en las figuras de 6-1 a 6-5. Se comprueba que, para todos los casos se obtienen menores valores de temperatura a medida que se aumenta la velocidad de entrada de los fluidos. Todas las representaciones coinciden en que las temperaturas más bajas se alcanzan con GaIn y las más altas para EGaInSn.

Por otro lado, también se observa un cambio significativo cuando aumenta el número de Reynolds y el flujo pasa de ser laminar a turbulento, según [24]. Las temperaturas decaen bruscamente en todos los puntos bajo estudio a partir de Re=300. A partir de Re=1100, la pendiente de las curvas que dibujan los datos de temperatura se vuelve más suave, es decir, la tasa de enfriamiento disminuye, aunque se mantiene la tendencia de disminución de temperaturas con el Reynolds.

Ahora bien, se debe tener en cuenta no solo la temperatura, si no otras variables como la potencia de bombeo, o

la resistencia total térmica, que se presentan en los siguientes apartados, para poder realizar un estudio completo sobre las capacidades refrigerantes del fluido.

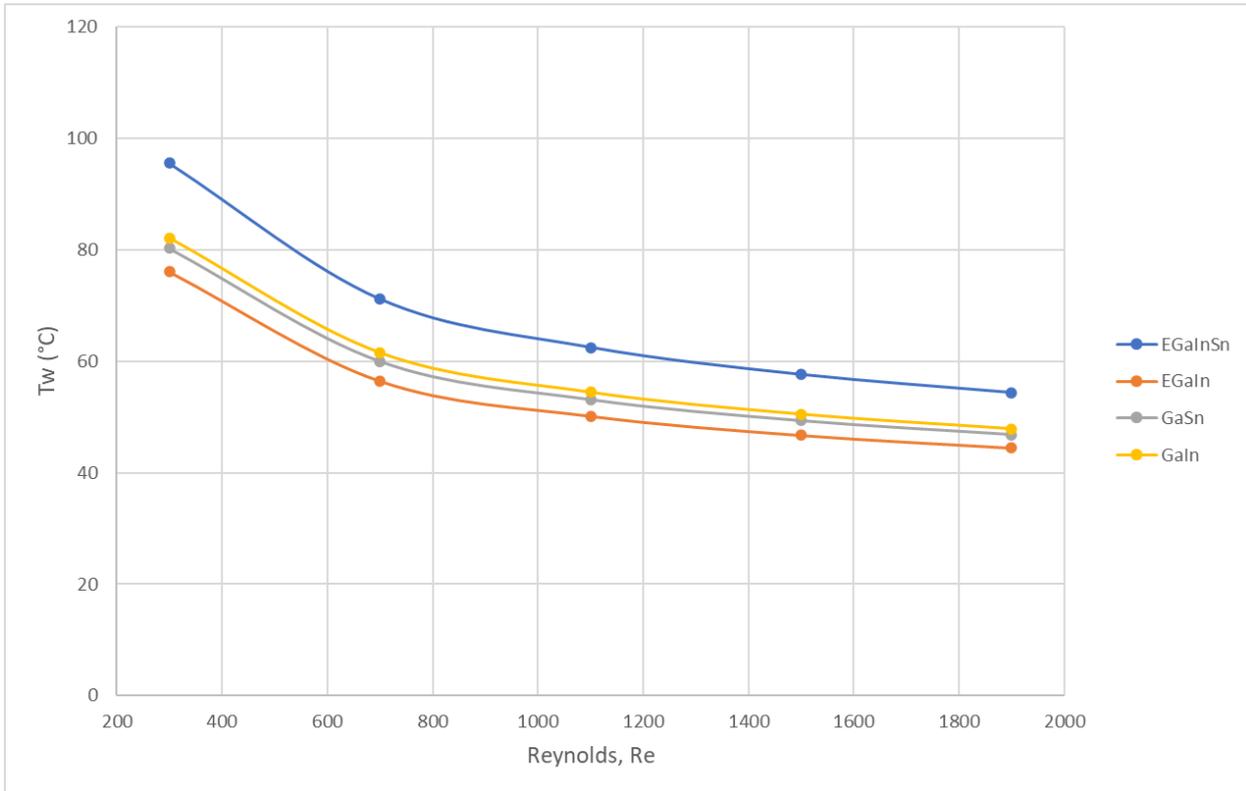


Figura 6-1: Temperatura del plano superior del dissipador frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de galio.

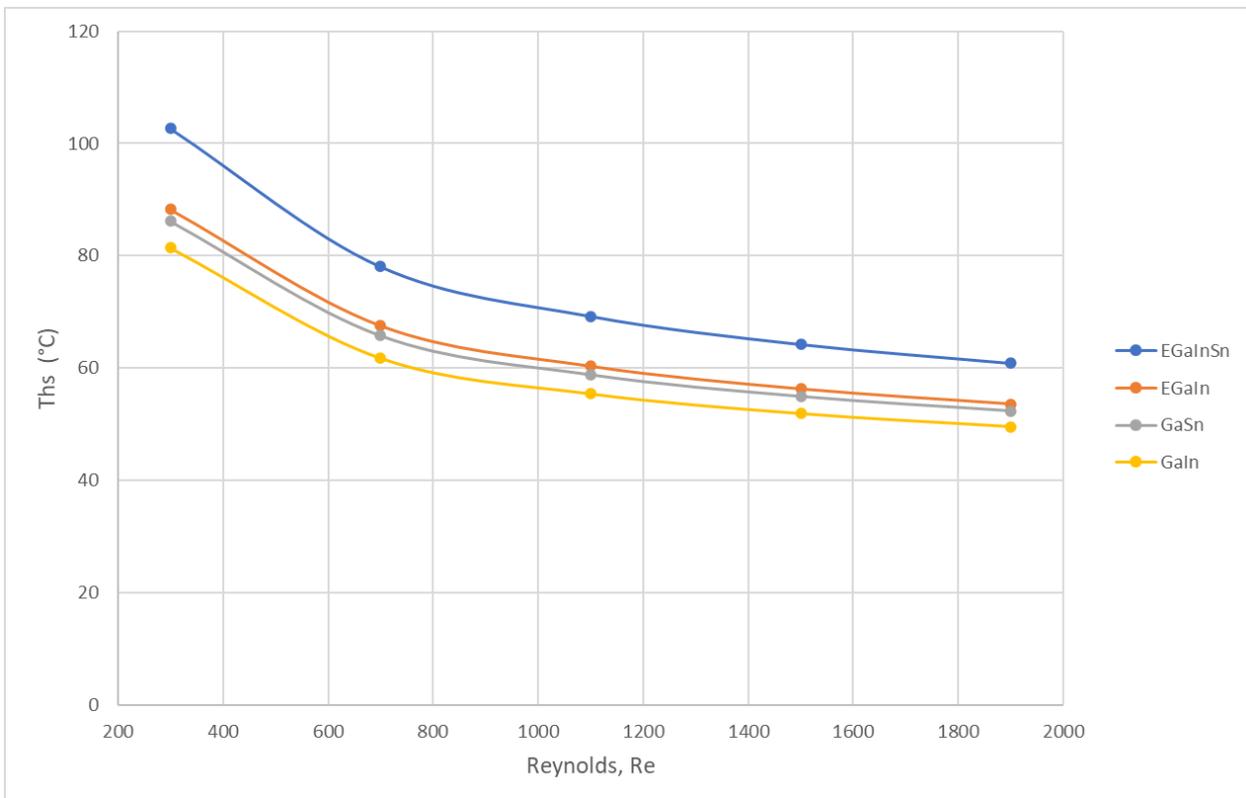


Figura 6-2: Temperatura del plano inferior del dissipador, donde se aplica el flujo de calor (hear source) frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de galio.

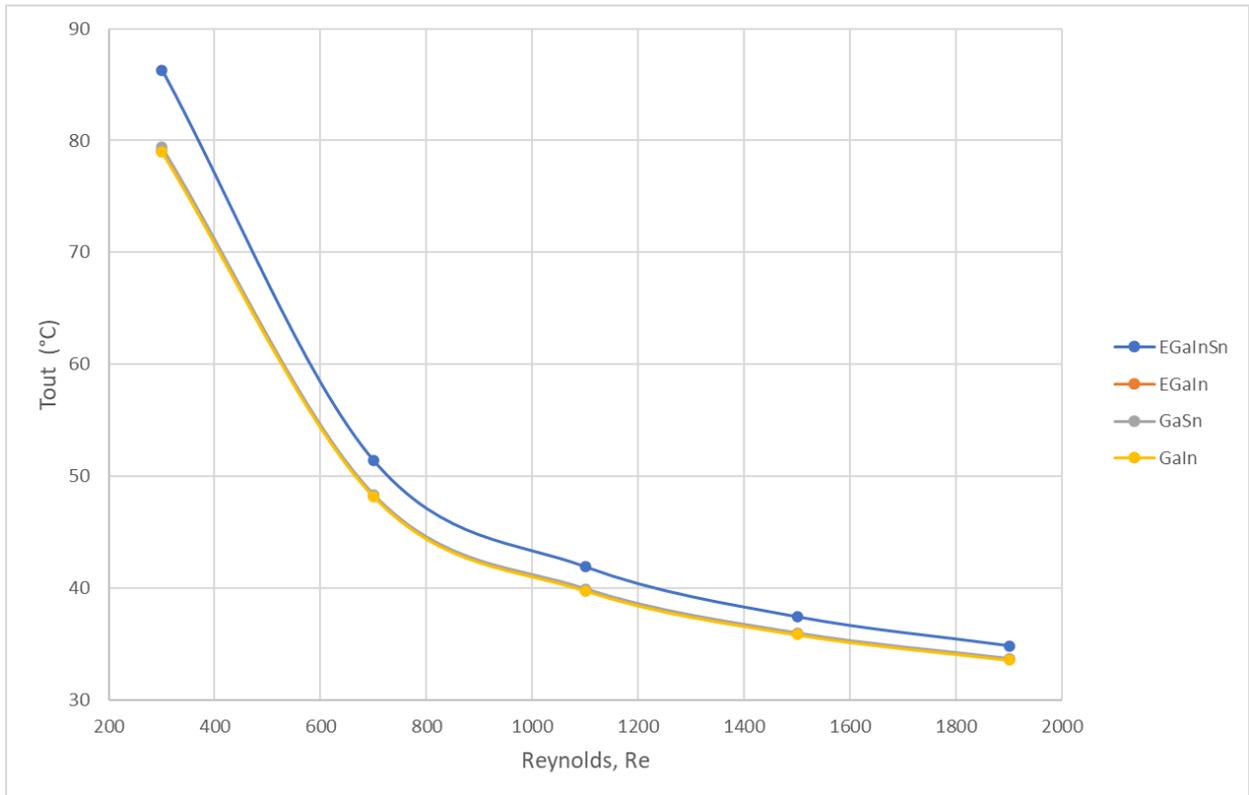


Figura 6-3: Temperatura media de salida del disipador frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de Galio.

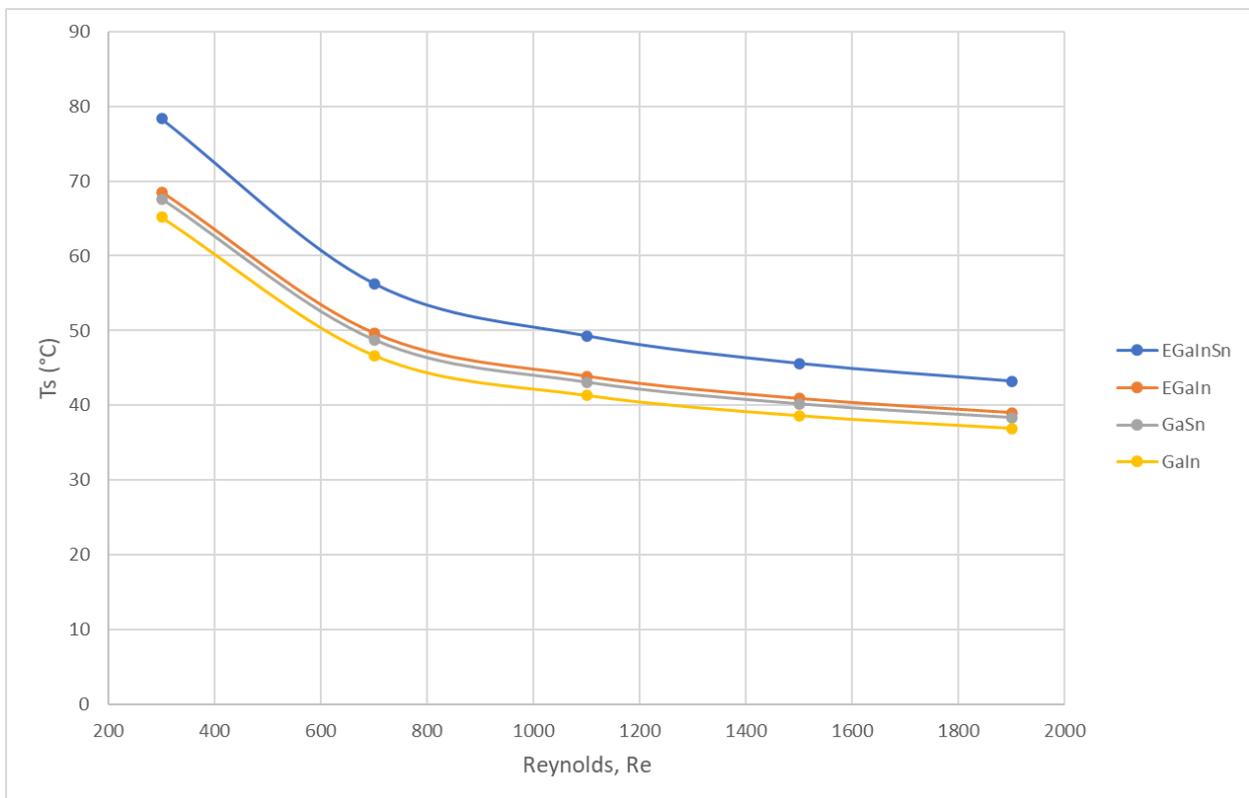


Figura 6-4: Temperatura media de la superficie del disipador de calor en contactor con el fluido frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de Galio.

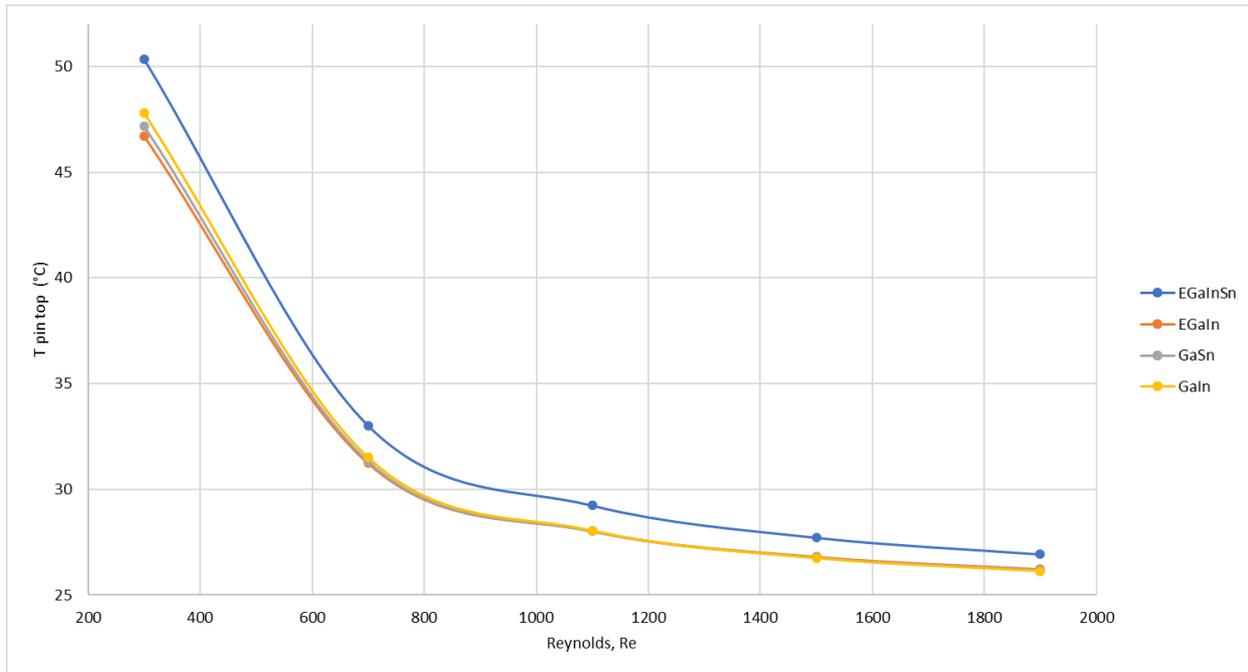


Figura 6-5: Temperatura del plano superior de los pines frente al número de Reynolds para distintas aleaciones de Galio.

## 6.2 Efecto del número de Reynolds y de los fluidos refrigerantes en el comportamiento del flujo. Caída de presión y potencia de bombeo

Es posible también obtener de manera directa la caída de presión ( $\Delta p$ ) a través del dissipador de calor para cada caso bajo estudio en el post procesado. Los resultados se recogen en la tabla 6-6, medidos en Pascales y se representan en la figura 6-6.

<i>Metal/Re</i>	300	700	1100	1500	1900
<b>EGaInSn</b>	2.567	8.833	19.534	34.263	52.829
<b>EGaIn</b>	1.812	6.226	13.786	24.156	37.247
<b>GaSn</b>	2.191	7.531	16.677	29.216	45.051
<b>GaIn</b>	2.205	7.632	16.782	29.403	45.340

Tabla 6-6: Caída de presión en el dissipador Re=300-1900.

En primer lugar, se observa que a medida que aumenta el número de Reynolds aumenta la caída de presión a lo largo del conducto. Se puede identificar que los fluidos que consiguieron enfriar más el dissipador no necesariamente corresponden con los que generan mayor caída de presión. Por ejemplo, de los resultados anteriores se dedujo que el fluido que conseguía mayor refrigeración era el GaIn que, sin embargo, se encuentra el segundo en cuanto a mayor caída de presión experimental. Con respecto a EGaInSn, resulta ser el metal que experimenta mayor caída de presión, alejándose además de los valores de los otros metales, y al mismo tiempo es el que menos consigue enfriar los pines. Se puede observar también que GaIn y GaSn presentan comportamientos muy similares, sobre todo en cuanto a caída de presión, cuyas representaciones se superponen en la figura 6-6.

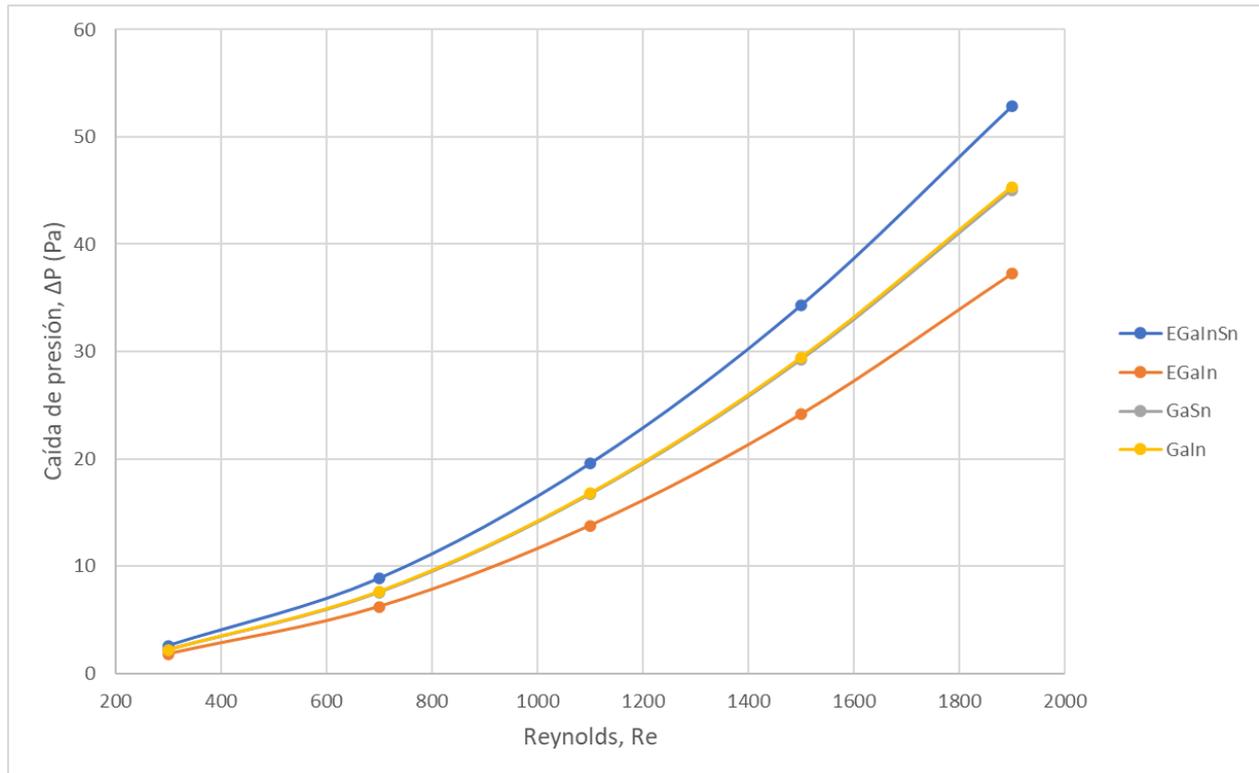


Figura 6-6: Variación de la caída de presión total obtenida con simulación numérica con el número de Reynolds para cuatro aleaciones de galio.

Además, en la figura 6-7 se representa la caída de presión a lo largo del canal a  $Re=1900$  para EGaInSn y GaIn. Se pueden apreciar las diferencias en la caída de presión dependiendo del material refrigerante ante las mismas condiciones, siendo más elevadas las presiones para el caso de EGaInSn que para el de GaIn. En la parte inferior de la imagen, se incluye la vista en planta del disipador con un plano que corta a los pines horizontalmente en el que se representa la distribución de presiones, para ambos casos. Se puede ver cómo evoluciona la presión alrededor de los pines, disminuyendo esta tal y como avanza por el disipador y reduciéndose aún más en la zona trasera de los pines.

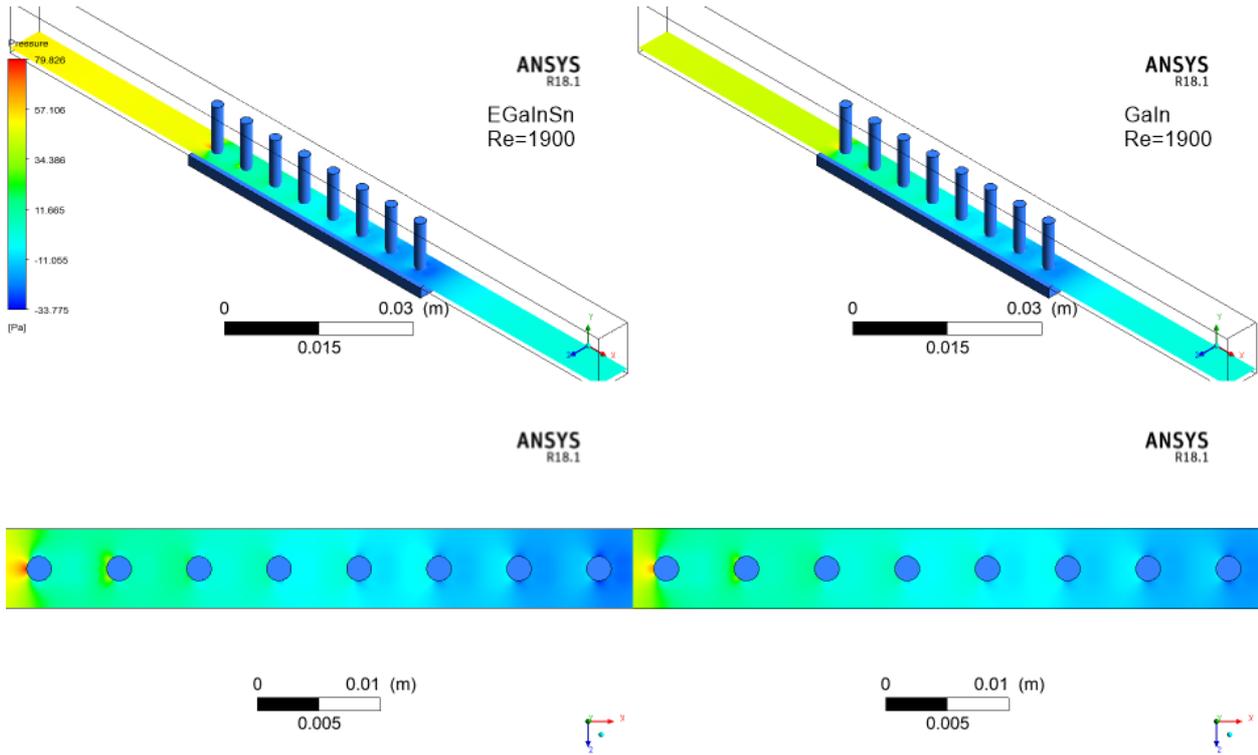


Figura 6-7: Caída de presión a lo largo del canal para EGaInSn y GaIn a  $Re=1900$ .

Además, en la figura 6-8 se representa la caída de presión sobre el dissipador para EGaInSn a diferentes velocidades de entrada de refrigerante. Se observa, como en el caso de  $Re=300$  la caída de presión es muy pequeña, mientras que para  $Re=1900$  el primer pin experimenta el máximo de la presión alcanzada en el conducto.

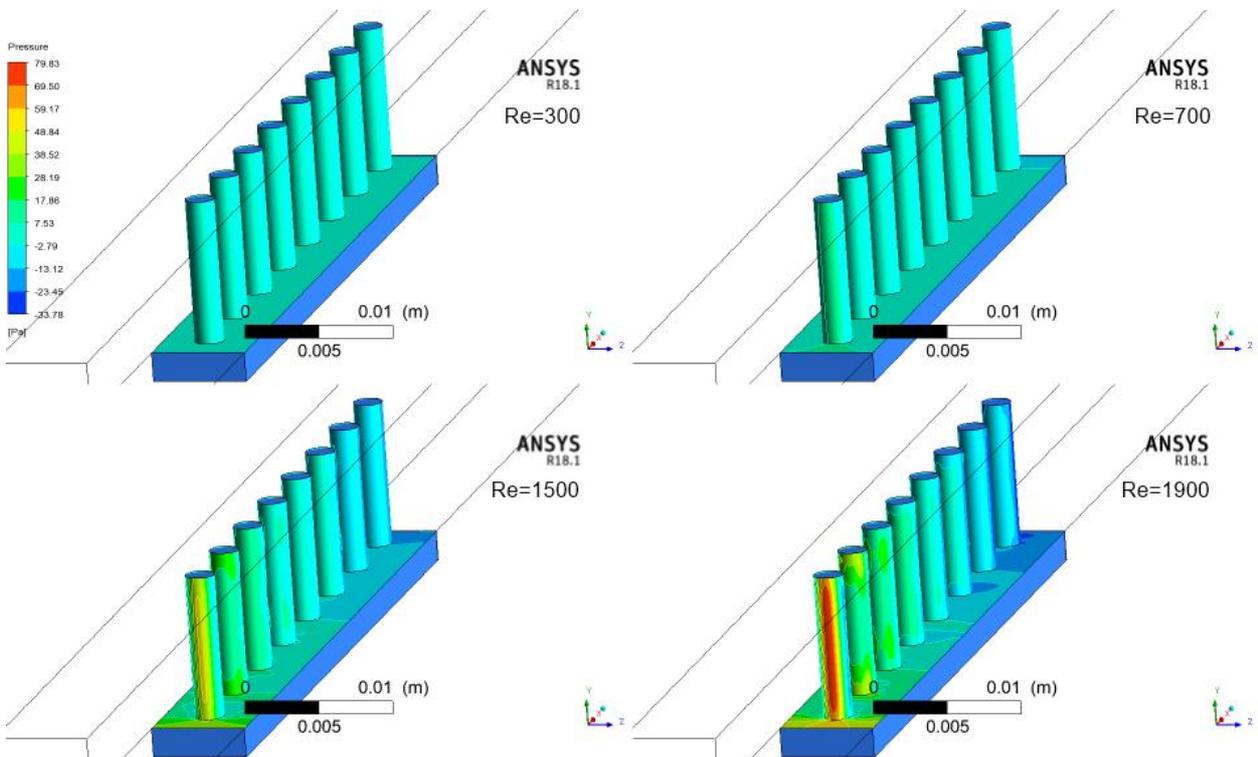


Figura 6-8: Caída de presión en el dissipador de calor, refrigerado por EGaInSn,  $Re$  de 300 a 1900.

Por otro lado, en la figura 6-9 se muestran la relación entre la potencia de bombeo  $W_{pp}$  y el número de Reynolds de entrada  $Re$  (300–1900) para diferentes aleaciones de galio (EGaInSn, EGaIn, GaSn y GaIn). En la sección anterior, se vio la relación entre la caída de presión y la potencia de bombeo, ecuación 5-1.

Se puede observar que tanto  $\Delta P$  como  $W_{pp}$  aumentan junto con el aumento del Reynolds para las cuatro aleaciones de galio, y la tasa de crecimiento se vuelve más significativa a números de Reynolds altos. Como se ilustra por la ecuación 5-1, para un disipador de calor con relación aspecto de canal y longitud constantes, la potencia de bombeo es una función de la velocidad del fluido de entrada, y de la caída de presión. Por tanto, a medida que aumenta la velocidad y por tanto la caída de presión, aumenta la potencia de bombeo.

De las figs. 6-6 y 6-9, se puede observar que la resistencia al flujo de EGaInSn ( $\Delta P = 52.829$  Pa,  $W_{pp} = 2.469 \times 10^{-3}$  W a  $Re = 1900$ ) es mayor que las de GaSn, EGaIn y GaIn. Esto se debe a la mayor densidad y viscosidad de EGaInSn en comparación con las otras tres aleaciones. De igual modo, la menor resistencia al flujo a  $Re=1900$  se encuentra con  $\Delta P = 37.246$  Pa y  $W_{pp} = 1.48 \times 10^{-3}$  W para EGaIn. Se aprecia que cuando el refrigerante cambia de EGaInSn a EGaIn,  $\Delta P$  disminuye un 29.50 % a  $Re= 1900$ .

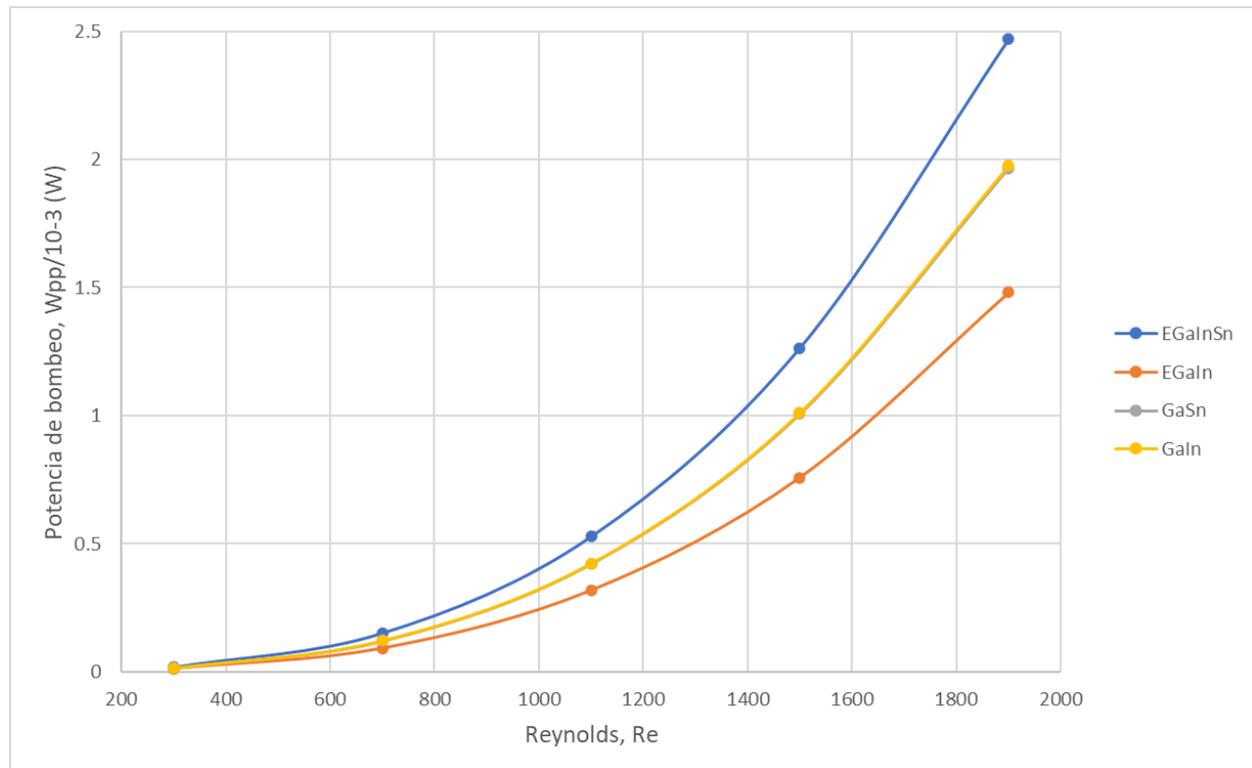


Figura 6-9: Variación de la potencia de bombeo con el número de Reynolds para cuatro aleaciones de galio.

Finalmente, con el fin de entender el comportamiento del fluido para las diferentes velocidades consideradas, se presenta en la figura 6-10 una representación de las líneas de flujo para el caso de  $Re=300$  y  $Re=1900$  de EGaInSn. Se observa como en la parte inferior de la imagen, correspondiente al flujo turbulento, la corriente está completamente desprendida, mientras que, en la parte superior,  $Re=300$  correspondiente a un flujo de transición de laminar a turbulento, las líneas de corriente indican que existe corriente de flujo en la parte trasera de los pines.

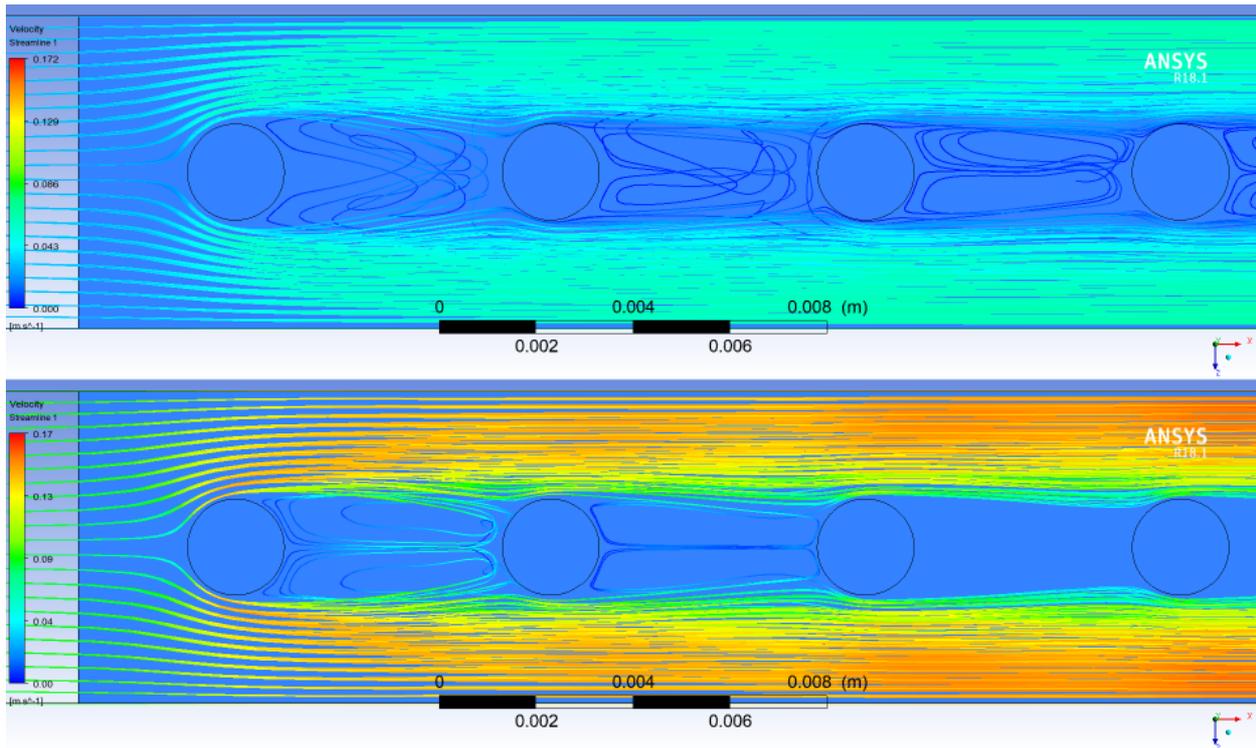


Figura 6-10: Líneas de corriente indicando velocidad para  $Re=300$  (superior) y  $Re=1900$  (inferior), EGaInSn.

### 6.3 Influencia del número de Reynolds y de los fluidos refrigerantes en el comportamiento térmico. Resistencia térmica total

La resistencia térmica total  $R_{tot}$  para un disipador de calor se considera como la capacidad del sistema de oponerse al flujo de temperatura. Luego, se entiende que, si el sistema opone menos resistencia al flujo de temperatura, es decir menor  $R_{tot}$ , se favorecerá un mayor intercambio de calor y por lo tanto mejorará la refrigeración del sistema. La Tabla 6-7 presenta la comparación de la resistencia térmica total  $R_{tot}$  ( $K W^{-1}$ ) con la velocidad de entrada  $Re$  para diferentes aleaciones de Galio (EGaInSn, EGaIn, GaSn y GaIn) como fluidos refrigerantes.

<i>Metal/Re</i>	300	700	1100	1500	1900
<b>EGaInSn</b>	0.129	0.086	0.071	0.062	0.057
<b>EGaIn</b>	0.107	0.070	0.057	0.050	0.046
<b>GaSn</b>	0.104	0.067	0.055	0.048	0.044
<b>GaIn</b>	0.097	0.061	0.050	0.044	0.040

Tabla 6-7: Resistencia térmica total  $Re= 300-1900$ .

En primer lugar, se deduce de la tabla anterior y de la figura 6-11 que la resistencia térmica total disminuye al aumentar Reynolds para las distintas aleaciones de Galio estudiadas. También se observa que  $R_{tot}$  disminuye rápidamente cuando el flujo se vuelve turbulento, a partir de Reynolds 300, y a medida que el número de Reynolds cambia de 700 a 1900 comienza a disminuir más lentamente.

Lo anterior se puede ver en la ecuación de balance de energía, (6-1). A medida que aumenta Reynolds, la tasa de flujo de calor intercambiado también aumenta ya que pasa más fluido de trabajo a través del canal. En consecuencia, el flujo de calor se distribuye con mayor cantidad de refrigerante, y el aumento de temperatura del refrigerante a lo largo del canal es menor, en concreto disminuye  $T_{out}$  ya que, en este caso,  $T_{in}$  es fija.

$$q_b A_b = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}). \quad (6-1)$$

En la tabla 6-7 se encuentra que la resistencia térmica total más baja se obtiene con GaIn, seguido de GaSn, EGaIn y EGaInSn, para todos los flujos de calor y Reynolds considerados, comportamientos que coinciden con los de [9] para distintas geometrías. La razón es que GaIn tiene la conductividad térmica más alta  $k_c$  y también un calor específico alto  $C_p$ . Los autores, a la vista de los resultados, sugieren que  $k_c$  y  $C_p$  son factores críticos para las características térmicas del refrigerante. El refrigerante con mayor  $C_p$  y  $k_c$  muestra un rendimiento térmico superior. La diferencia de  $C_p$  y  $k_c$  entre GaSn y EGaIn es pequeña, por lo que sus resistencias térmicas son muy cercanas entre sí. Sin embargo, la contribución individual de las dos propiedades al rendimiento térmico general es diferente. Se conoce que  $k_c$  influye en el coeficiente de transferencia de calor  $h$ , y  $C_p$  influye en la temperatura del refrigerante teniendo en cuenta el balance de energía anterior y, por tanto, el gradiente de temperatura sólido-líquido y el consiguiente flujo de calor.

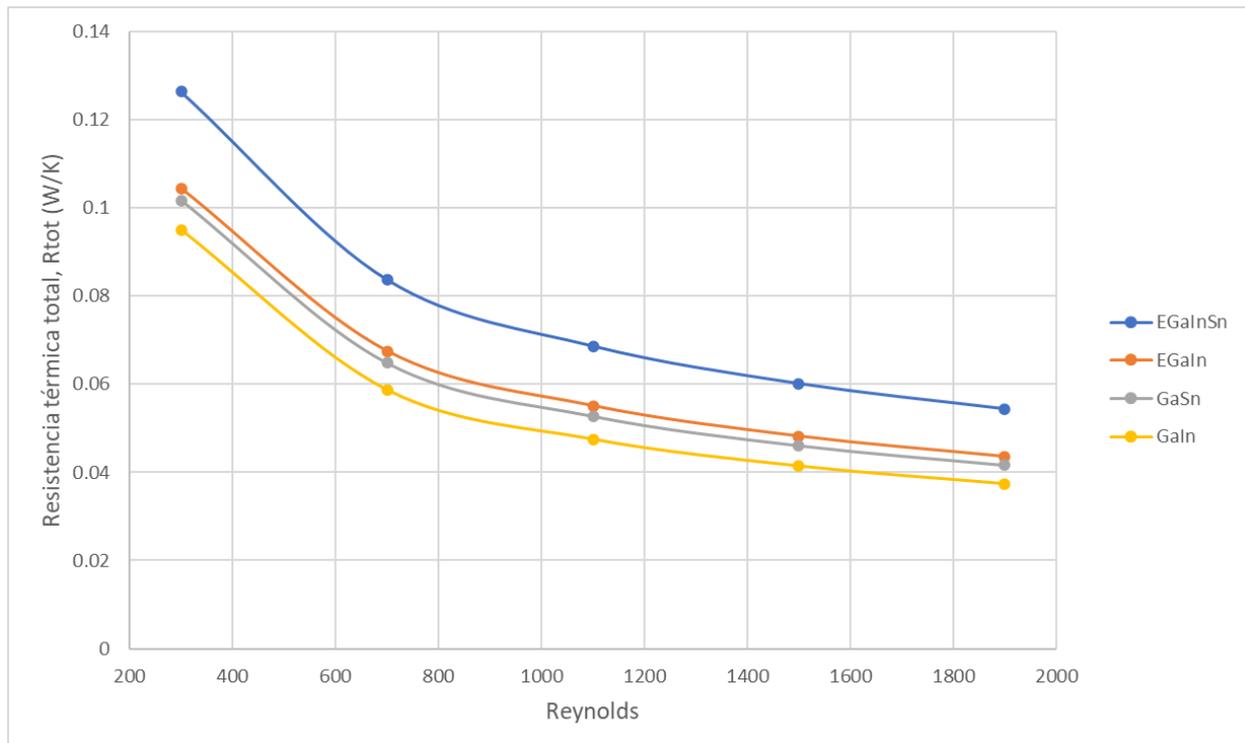


Figura 6-11: Variación de la resistencia térmica total  $R_{tot}$  ( $K W^{-1}$ ) con el número de Reynolds para cuatro aleaciones de Galio.

Por otro lado, en las figuras 6-12 y 6-13, se representa la distribución de temperatura a lo largo de toda la longitud del canal con EGaInSn, EGaIn, GaSn y GaIn como refrigerantes para dos casos,  $Re = 300$  y  $1900$ , manteniendo siempre el calor constante aplicado en la base,  $Q=800 W$  y utilizando la misma escala de colores para ambos casos. En primer lugar, se puede observar que, para ambos, la temperatura del disipador disminuye a lo largo del canal en la dirección del flujo. El fluido entra al conducto con una temperatura de  $25^{\circ}C$  y se va calentando debido al intercambio de calor por convección a medida que avanza a lo largo del canal. Se observa en la representación que las menores temperaturas del disipador de calor se encuentran a la entrada, cuando se produce el contacto con el fluido a menor temperatura, mientras que las mayores temperaturas se encuentran a la salida del conducto, cuando la mayor parte del flujo de calor ya se ha transferido al fluido y este aumenta de temperatura perdiendo la capacidad de refrigeración.

Además de lo anterior, cuando  $Re$  aumenta de  $300$  a  $1900$ , el flujo de calor convectivo también aumenta. Como se ha explicado de la ecuación (6-1), al aumentar la velocidad de los fluidos aumenta  $\dot{m}$ , lo que hace reducir la diferencia de temperaturas, que a su vez reduce la temperatura máxima del disipador de calor  $T_{max}$  y consecuentemente  $R_{tot}$ , como se explica en la expresión 5-2. Se muestra en la leyenda de las figuras, que la temperatura máxima para  $Re= 300$  es de  $401K$  o  $127.85^{\circ}C$ , mientras que para  $Re=1900$  la máxima temperatura que llega a alcanzar el disipador es de  $343.52 K$  o  $70.37^{\circ}C$  para la aleación EGaInSn.

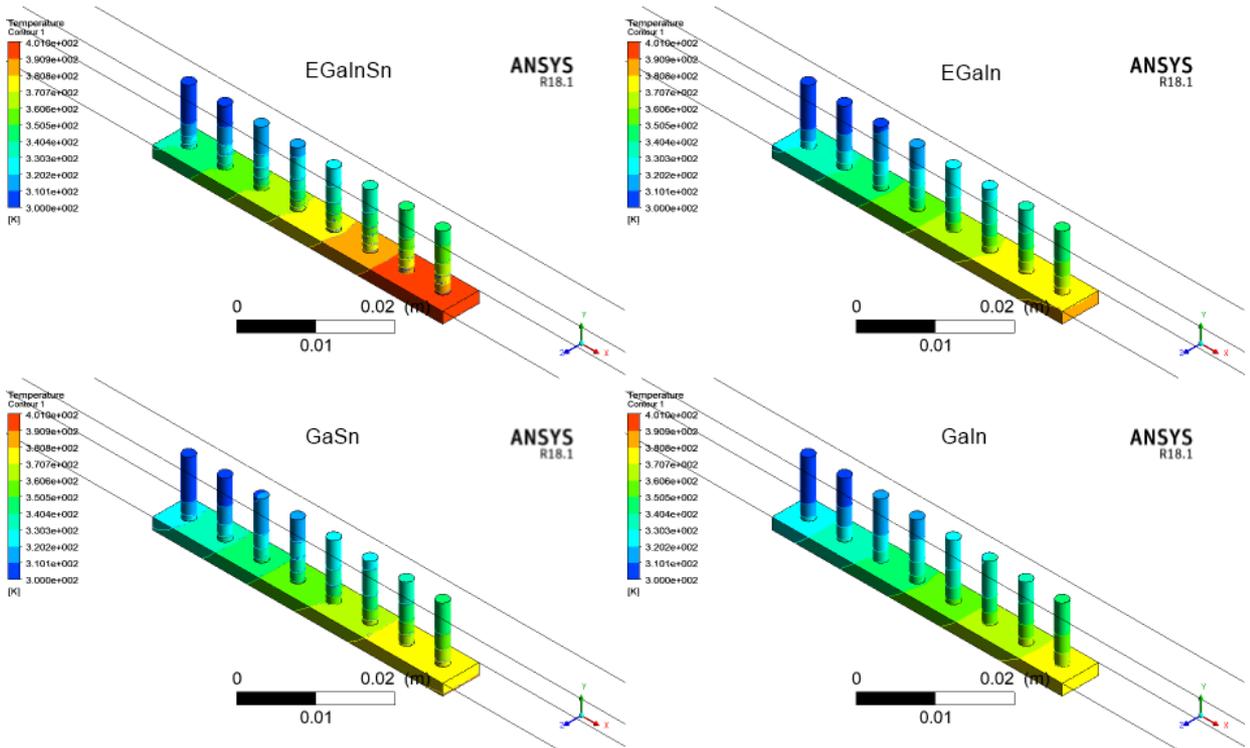


Figura 6-12: Variación de la distribución de temperaturas a lo largo de la longitud del canal para las cuatro aleaciones de galio y  $Re=300$ .

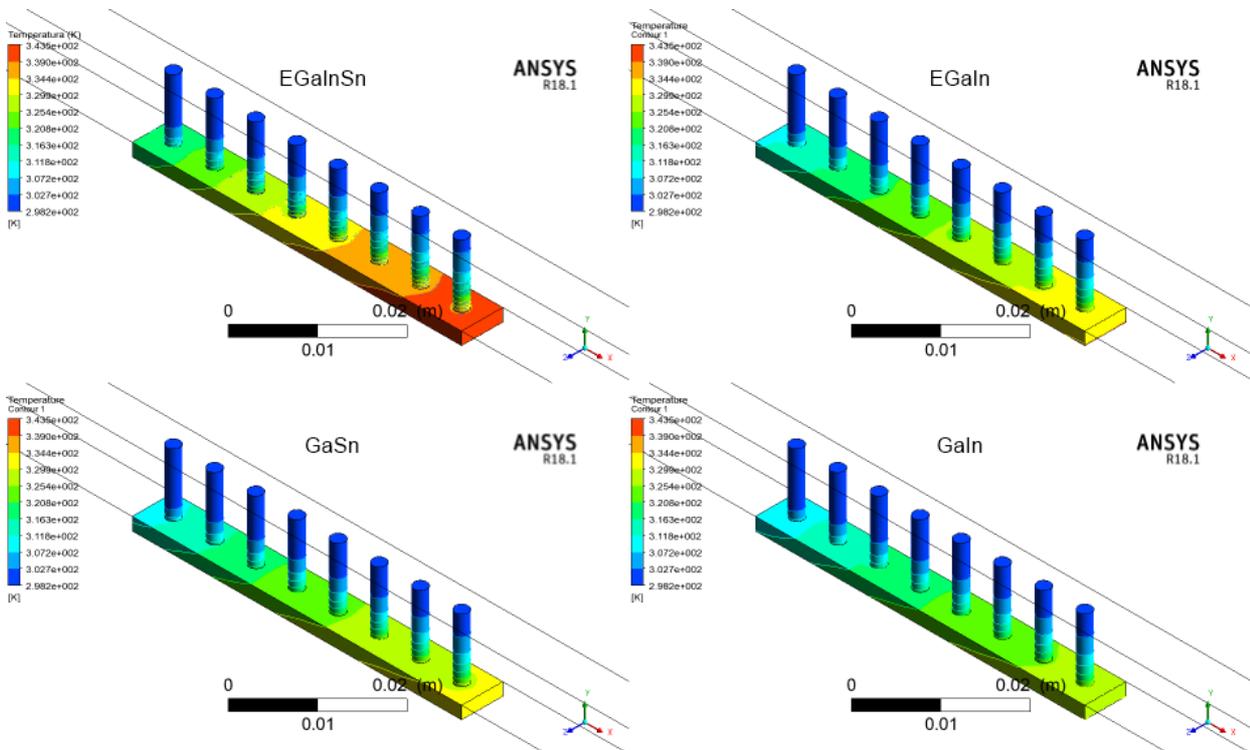


Figura 6-13: Variación de la distribución de temperaturas a lo largo de la longitud del canal para las cuatro aleaciones de galio con  $Re=1900$ .

### 6.4 Influencia de la altura de los pines

El objetivo de este apartado es estudiar la influencia de la altura de los pines en el rendimiento del disipador a través de la resistencia térmica total y de la potencia de bombeo. Se repitieron algunos de los experimentos disminuyendo la altura del canal y de los pines para poder estudiar el efecto de este parámetro junto a los resultados anteriores. Se realizaron las simulaciones variando la altura de los pines con 7 y 5 mm de altura. Al variar la sección de paso, varía también el diámetro hidráulico por lo que, para conseguir el mismo número de Reynolds, la velocidad también debe cambiar. En la tabla 6-8 se presentan los resultados obtenidos para potencia de bombeo y resistencia térmica total.

H (mm)	Re=300			Re=700			Re=1100		
	$u_i \left(\frac{m}{s}\right)$	$R_{tot} \left(\frac{W}{m}\right)$	$\frac{W_{pp}}{10^3} (W)$	$u_i \left(\frac{m}{s}\right)$	$R_{tot} \left(\frac{W}{m}\right)$	$\frac{W_{pp}}{10^3} (W)$	$u_i \left(\frac{m}{s}\right)$	$R_{tot} \left(\frac{W}{m}\right)$	$\frac{W_{pp}}{10^3} (W)$
5	0.018	0.106	0.033	0.043	0.056	0.218	0.068	0.042	0.695
7	0.015	0.098	0.023	0.036	0.057	0.155	0.057	0.044	0.515
10	0.013	0.094	0.015	0.031	0.059	0.122	0.048	0.048	0.423

Tabla 6-8: Resistencia térmica total y potencia de bombeo para diferentes alturas de pin en GaIn.

En la figura 6-14 se representan los resultados exclusivamente para el caso de Re=1100 junto con los del modelo original, es decir, para pines de altura 10mm. Se observa fácilmente como a medida que disminuye la altura de los pines y del conducto, la resistencia térmica disminuye, en concreto, un 11.6% para GaIn a Re=1100 en el caso de reducción de altura del 50%. Al disminuir la altura, se está reduciendo el área de contacto con el fluido, sin embargo, para obtener las mismas condiciones, se ha incrementado la velocidad, lo que favorece, como se ha visto, al enfriamiento del sólido y por ende a la reducción de la resistencia térmica total.

Por otro lado, en la figura 6-15 se presentan los resultados de potencia de bombeo correspondientes. La mejora anterior en la resistencia térmica se traduce en un aumento de potencia de bombeo de un 39.1%.

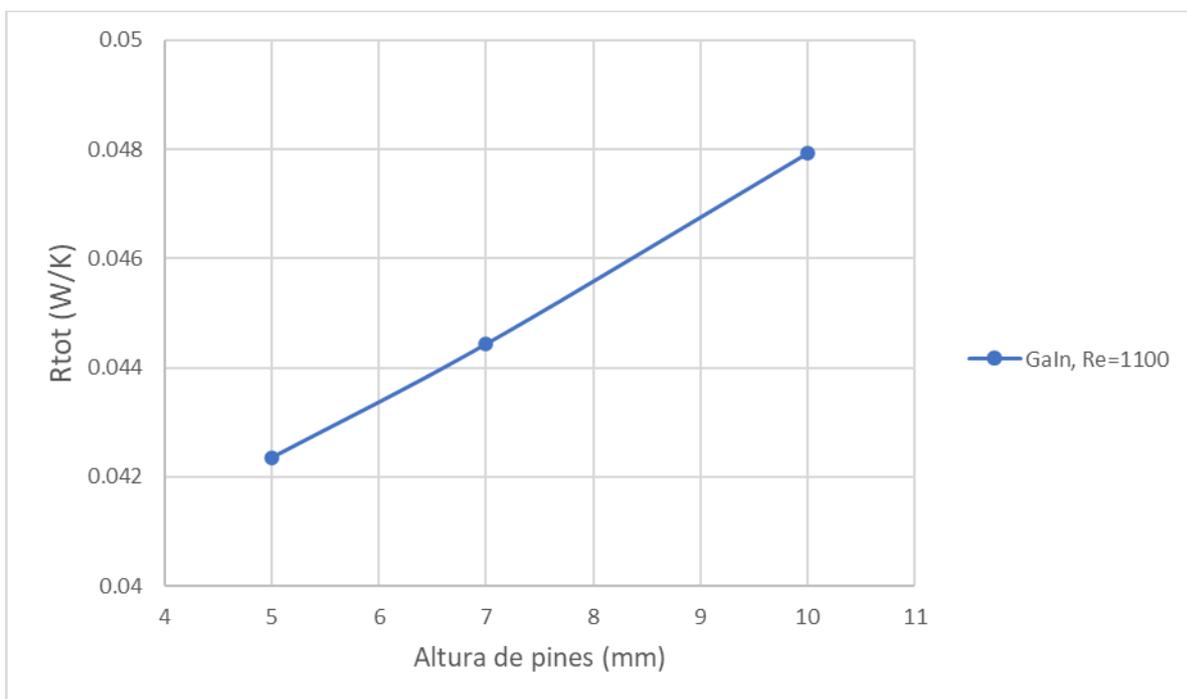


Figura 6-14: Variación de la resistencia total con la altura de los pines para GaIn y Re=1100.

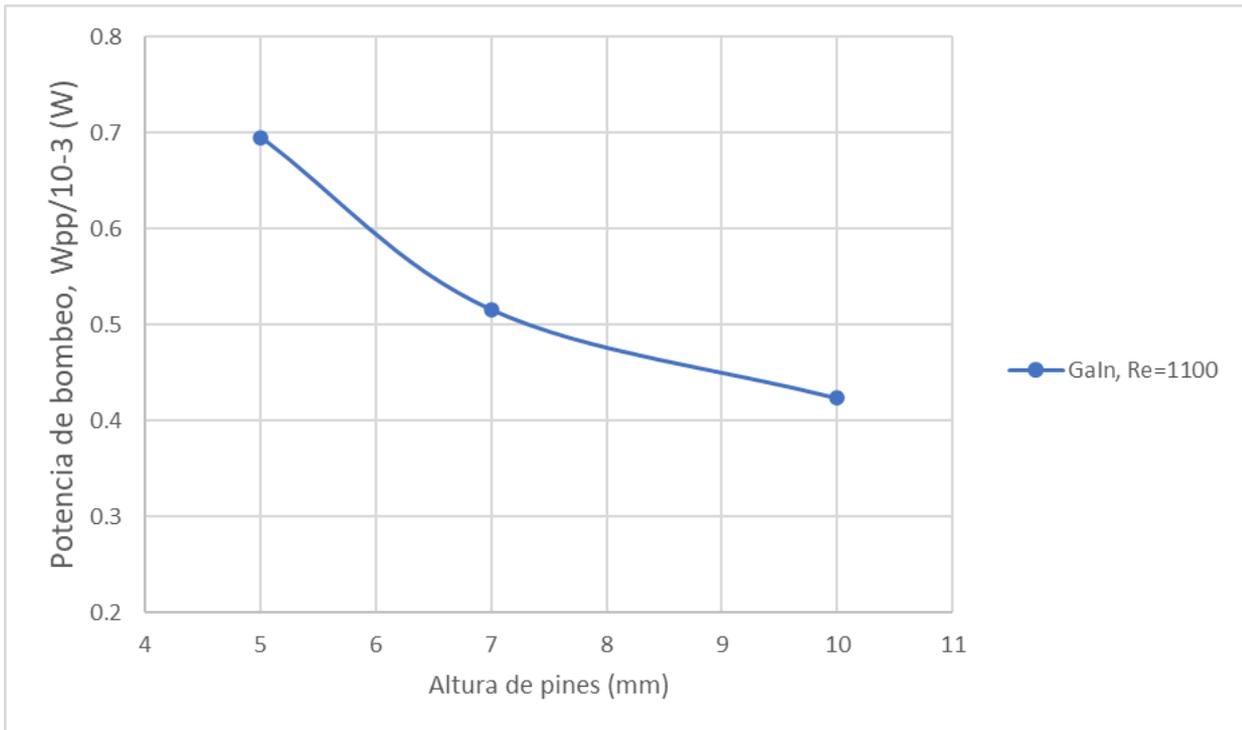


Figura 6-15: Variación de la potencia de bombeo con la altura de los pines para GaIn y Re=1100.

A continuación, se representan de forma conjunta, en la figura 6-16, los resultados de las simulaciones variando la altura del canal para GaIn, para el resto de los números de Reynolds estudiados. En primer lugar, se puede observar que la resistencia térmica total para el caso laminar (Re=300) es mucho más alta que para flujo turbulento, como ya se ha comprobado en apartados anteriores, esta disminuye a medida que aumenta Reynolds. Además, se puede observar como se mencionó anteriormente, que para Re=700 a medida que se disminuye la altura de canal la resistencia térmica disminuye.

Por otro lado, llama la atención el caso Re=300 debido a que el comportamiento ante la reducción de sección de paso es el contrario al resto, es decir, al disminuir la altura de los pines, aumenta la resistencia térmica total. Esto posiblemente es debido a que, en régimen laminar al no haber un gran flujo másico con el cual intercambiar calor, toma más importancia la transferencia de calor la conducción, por lo tanto, al reducir la altura de los pines se está disminuyendo la capacidad de refrigeración. Se puede deducir que la convección no es el método de transferencia de calor dominante en este caso, como ocurre en el resto, al aumentar el número de Reynolds. Sin embargo, como se aprecia en la figura 6-17, la potencia de bombeo aumenta cuando disminuye la altura del canal tanto para régimen laminar como turbulento.

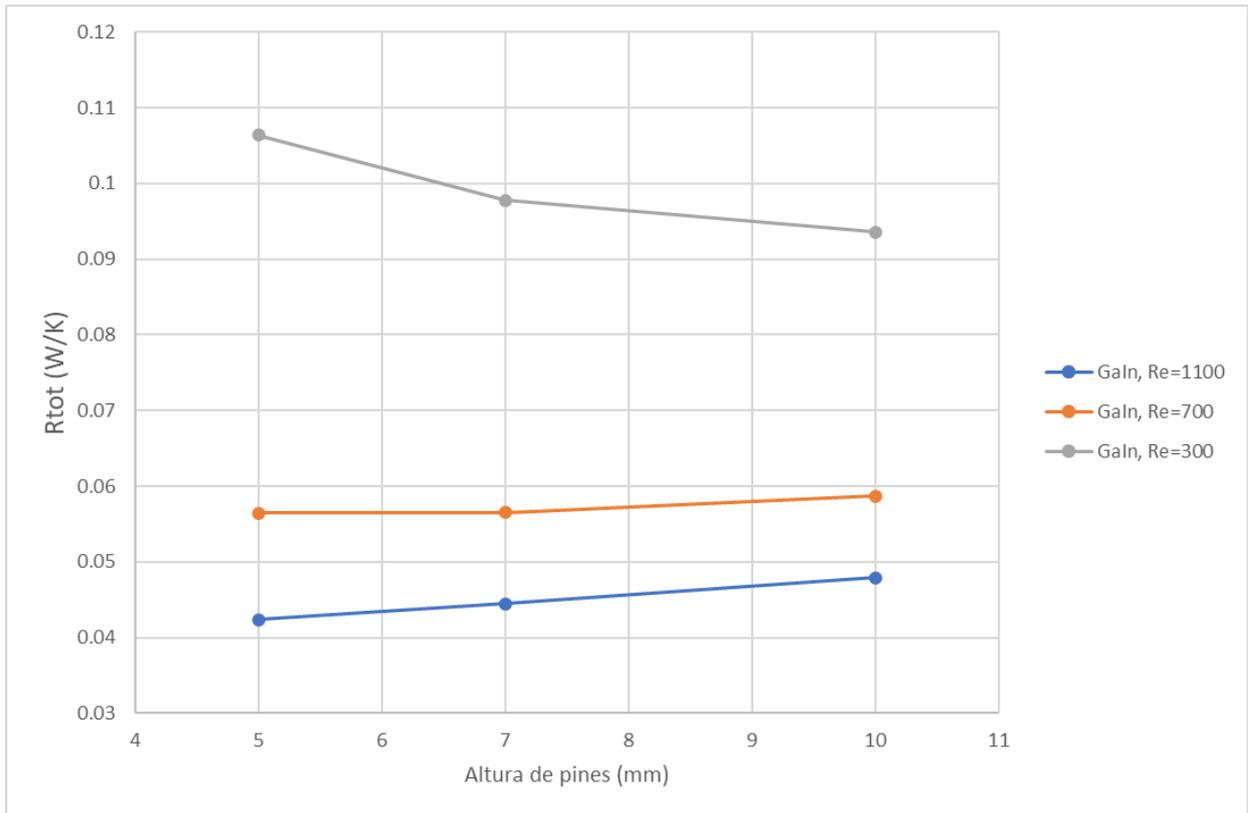


Figura 6-16: Variación de la resistencia total con la altura de los pines para GaIn y diferentes Re.

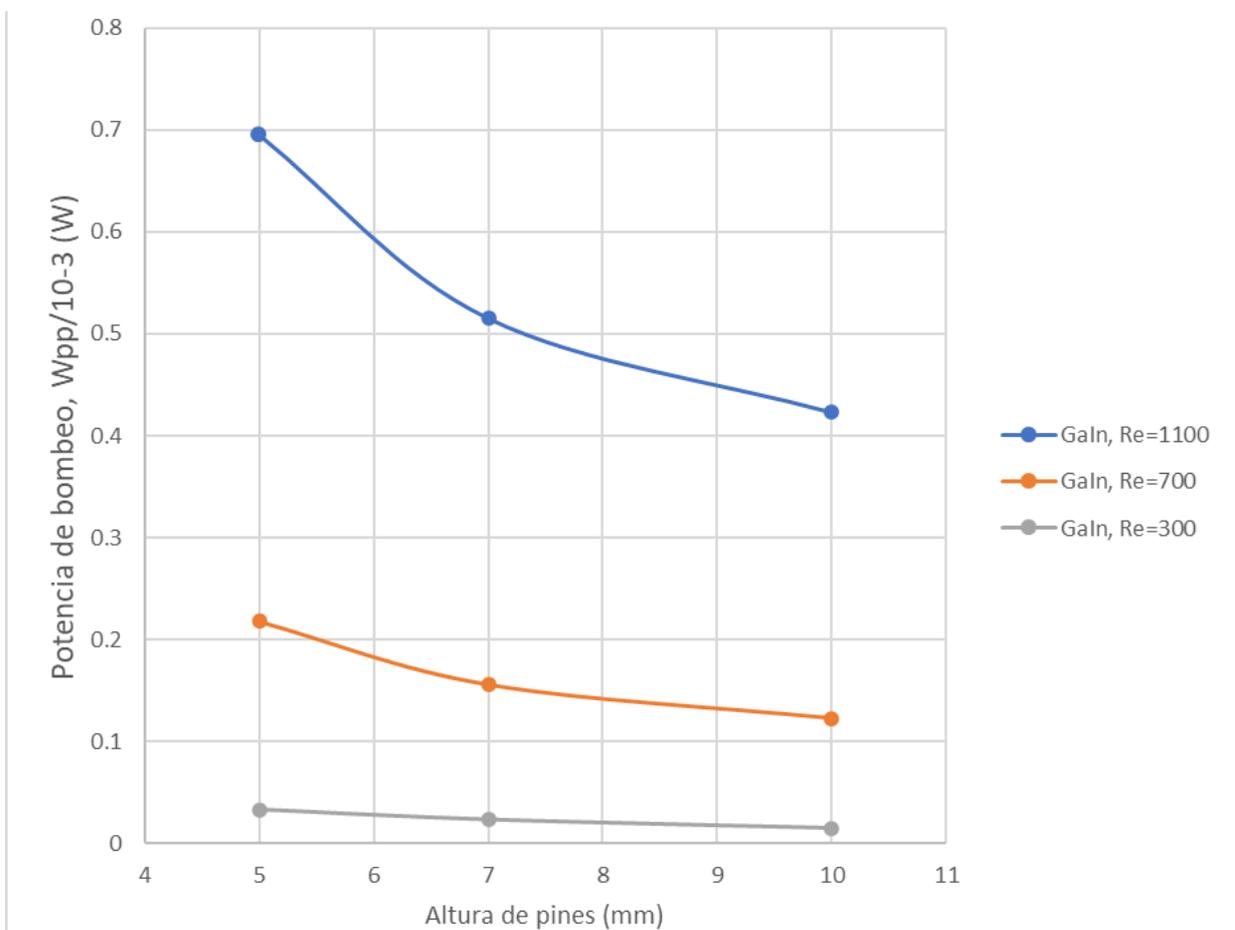


Figura 6-17: Variación de la potencia de bombeo con la altura de los pines para GaIn y diferentes Re.

En la figura 6-18, se presenta una imagen del post procesado para el caso de  $h=5$  mm y  $h=7$ mm,  $Re=700$  y GaIn. Se puede observar el perfil de temperaturas del dissipador con la entrada de refrigerante por la izquierda.

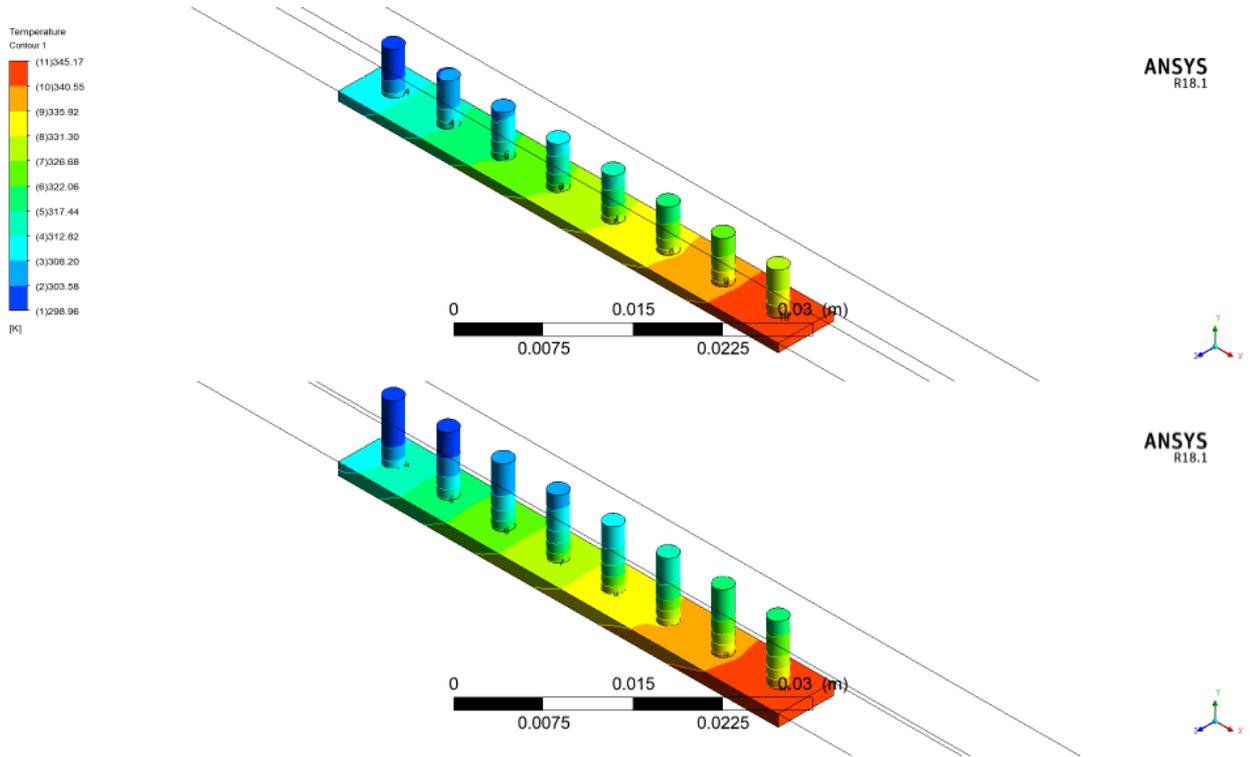


Figura 6-18: Distribución de temperaturas del dissipador de calor para  $h=5$  mm (superior) y  $h=7$ mm (inferior), GaIn,  $Re= 700$ .

De igual modo se representa en la figura 6-19 la caída de presión del dissipador de calor para  $h=5$  mm (superior) y  $h=7$ mm (inferior), GaIn,  $Re= 700$ .

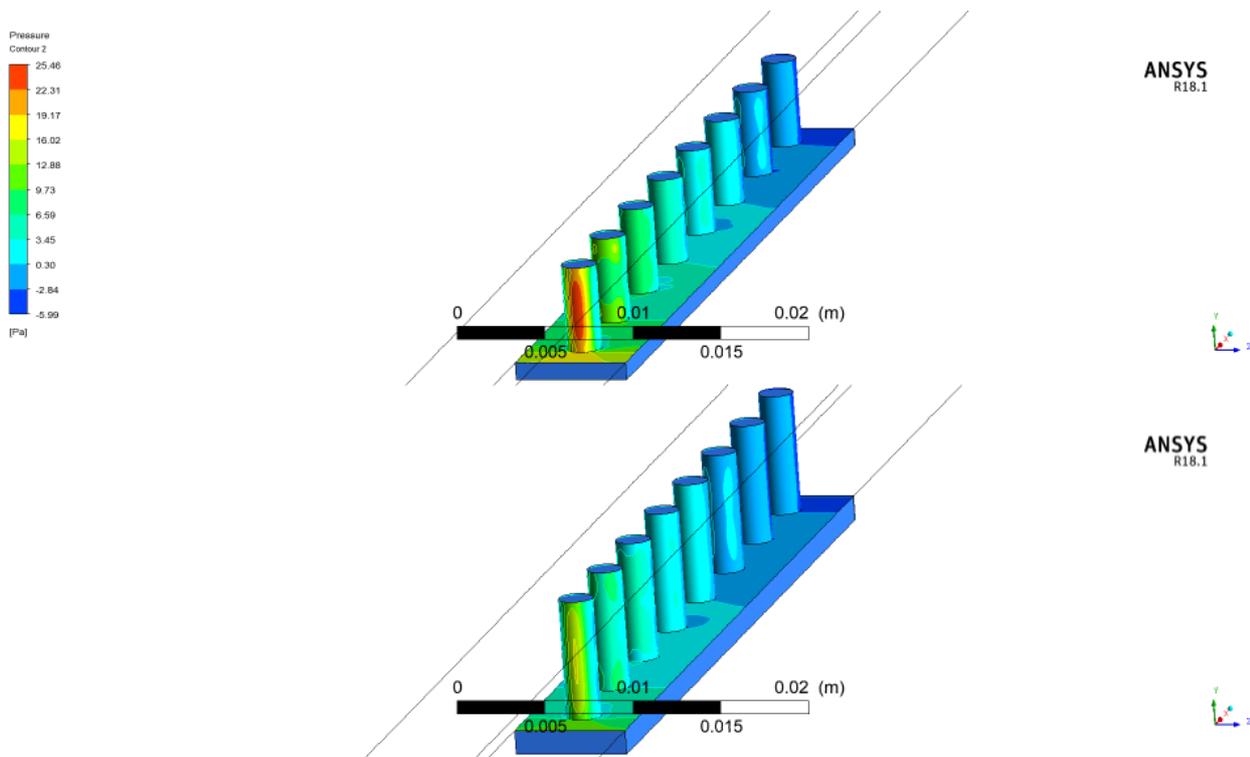


Figura 6-19: Distribución de presiones a través del dissipador de calor para  $h=5$  mm (superior) y  $h=7$ mm (inferior), GaIn,  $Re= 700$ .

## 7 COMPARACIÓN CON OTROS ESTUDIOS

Este trabajo se ha considerado una continuación a lo que otros autores, [9] [19] han estudiado, con el fin de continuar la investigación de las capacidades de los disipadores de calor y los fluidos metálicos como refrigerantes. En esta sección, se pretende realizar una comparativa entre los resultados obtenidos y los de otros autores para todos los parámetros bajo estudio, resistencia térmica, potencia de bombeo, altura de pines y temperatura máxima. Los resultados obtenidos en este trabajo han sido analizados previamente, y la motivación y justificación se ha presentado secciones anteriores.

En concreto, se comparan los resultados obtenidos en un disipador de calor con pines, con los de [9] en el que se trabaja con mini canales o aletas en forma de placa, figura 7-1. El disipador se define por una sección de canal de  $1 \times 4$  mm, con 16 canales y unas dimensiones totales de  $2 \times 4$  cm, al cual se le aplica un flujo de calor por unidad de superficie  $q_b = 1 \times 10^6 \text{ Wm}^{-2}$  que corresponde con  $Q=800\text{W}$ . Los experimentos fueron realizados con los mismos fluidos refrigerantes (aleaciones de galio) y a los mismos números de Reynolds. Por consiguiente, se ha pretendido durante todo el trabajo replicar las condiciones de [9], a excepción de su geometría para poder conocer cómo influye esta y otras variables en el comportamiento de los disipadores de calor con fluidos metálicos. El detalle de las condiciones de la simulación se recoge en la sección 5 del presente documento.

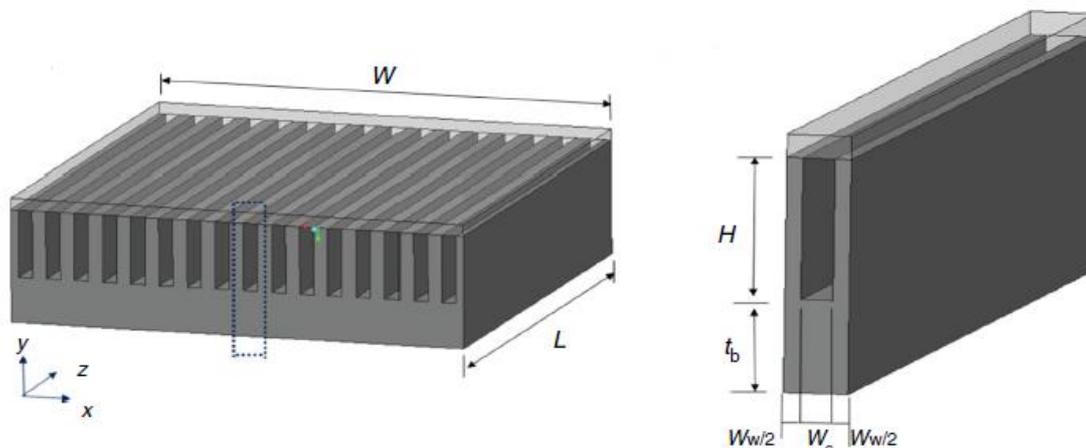


Figura 7-1: Disipador de calor con canales formados por aletas en forma de placa [9].

### 7.1 Potencia de bombeo

En este apartado se comparan los resultados obtenidos para la potencia de bombeo en un disipador de calor con pines, con los de [9]. En la figura 7-2 se representan conjuntamente los valores obtenidos para la potencia de bombeo de ambos casos. De la representación se puede extraer que en general la potencia de bombeo para los mini canales es más pequeña que para la configuración de pines. Se observa que ambos modelos siguen la misma tendencia, la potencia de bombeo aumenta cuando aumenta el número de Reynolds. Además, se corresponde el comportamiento de los metales líquidos en ambas configuraciones, siendo EGaIn el que demanda menos potencia y EGaInSn el que requiere más potencia de bombeo en los dos experimentos.

En concreto, las diferencias pueden ir desde el 18% para EGaIn a  $Re=700$  hasta llegar al 45% para EGaInSn a  $Re=1900$ . Los valores de potencia de bombeo son muy similares en ambos casos para  $Re=300$ , sin embargo, a

medida que aumenta el número de Reynolds la potencia necesaria para conseguir la velocidad de entrada impuesta crece exponencialmente, y en particular, más rápidamente para el caso de los pines.

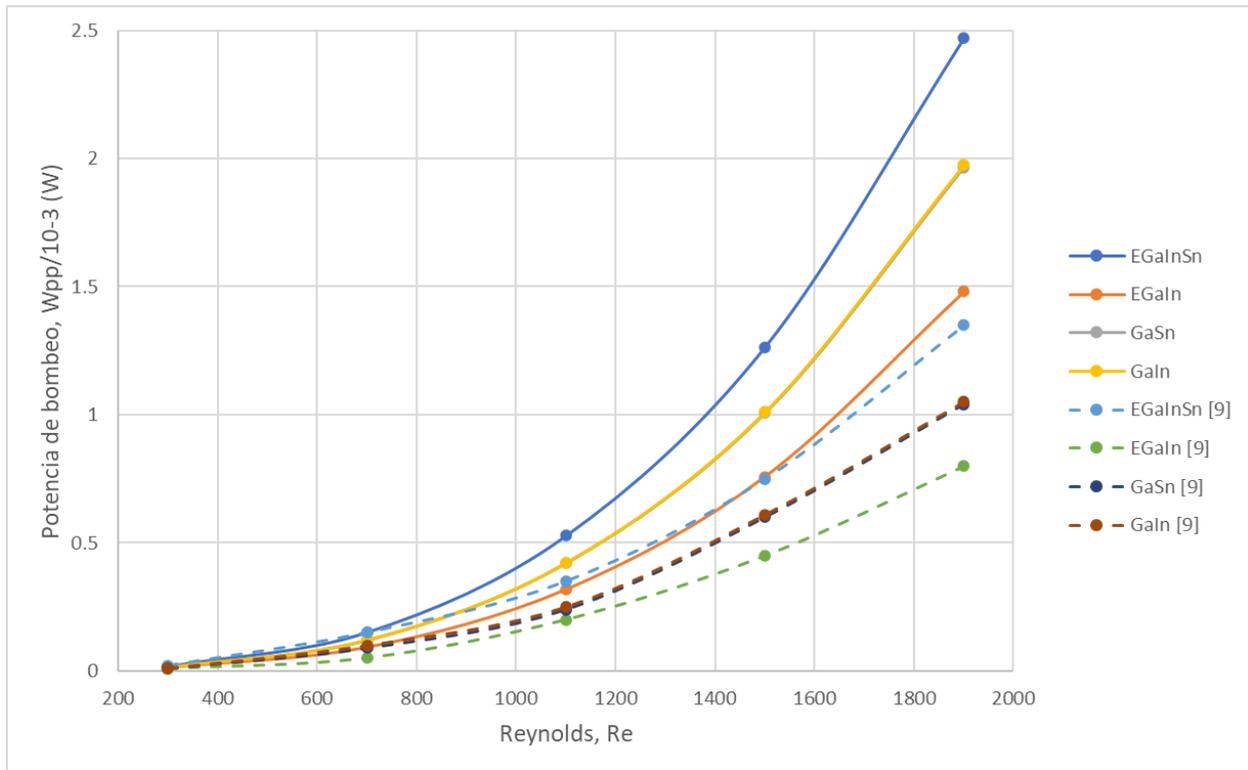


Figura 7-2: comparativa de la potencia de bombeo calculada en este trabajo y en [9], para distintas aleaciones de galio y números de Re.

De la ecuación (5-1) se conoce que la potencia de bombeo depende de la caída de presión, la velocidad de entrada y la sección del canal. En [9] se utiliza un canal de sección  $1 \times 4$  mm, mientras que en este trabajo se utilizó inicialmente una sección con pines y ancho de canal de  $6.5\text{mm} \times 10\text{mm}$ . Estos resultados coinciden con los de otros autores como [10] que concluyen en sus estudios, como ya se ha comentado, que los disipadores de pines generan mayor caída de presión a lo largo del conducto que los de aleta de placa.

## 7.2 Resistencia térmica total

Como en el apartado anterior, se compara la resistencia térmica del modelo desarrollado en este trabajo con la de los resultados de [9] para cada fluido de trabajo y Reynolds de entrada, figura 7-3. Se puede apreciar como todos los casos de [9] ofrecen menor resistencia térmica comparados con los del disipador de calor con pines en las mismas condiciones.

En primer lugar, se observa que la resistencia térmica para régimen laminar ( $Re=300$ ) es mayor para todos los casos. A medida que aumenta el número de Reynolds la resistencia térmica disminuye, y es posible observar que ambos casos siguen la misma tendencia. Del mismo modo, se mantiene que, el caso de los pines ofrece más resistencia térmica que el de las aletas en forma de canal. Estas diferencias se vuelven menos acusadas a medida que aumenta el Re para todos los fluidos.

El hecho de que la resistencia térmica sea mayor en el caso de los pines se debe principalmente al desprendimiento de la capa límite en la zona trasera de los pines. Como ya se ha comentado, la aparición de una zona muerta impide que pueda ocurrir un intercambio de calor por convección entre el sólido y fluido en la superficie trasera del pin. Por tanto, se está reduciendo la cantidad de área efectiva capaz de intercambiar calor entre sólido y líquido. A pesar de superar el caso de los pines al de [9] en superficie de contacto real con el fluido, la superficie efectiva se ve reducida debido a la configuración de estos. En la imagen 7-4 se muestra un plano con las velocidades del fluido, en este caso de GaSn a  $Re=1500$ , en el que se aprecian las zonas en las que el fluido, que ha sido introducido con una velocidad de  $0.066$  m/s queda totalmente estancado ( $u=0$  m/s) en la parte

trasera del fluido. Llama la atención la generación de turbulencia de los pines que llegan a duplicar la velocidad de entrada del fluido, llegando a 0.13 m/s a partir de la mitad del disipador. Esto es debido a que debido a que el flujo de aire se encuentra con el pin y el desprendimiento de la capa límite genera turbulencia, esta se va incrementando a medida que avanza por el disipador aumentando la velocidad del fluido y disminuyendo la presión, como se ha visto.

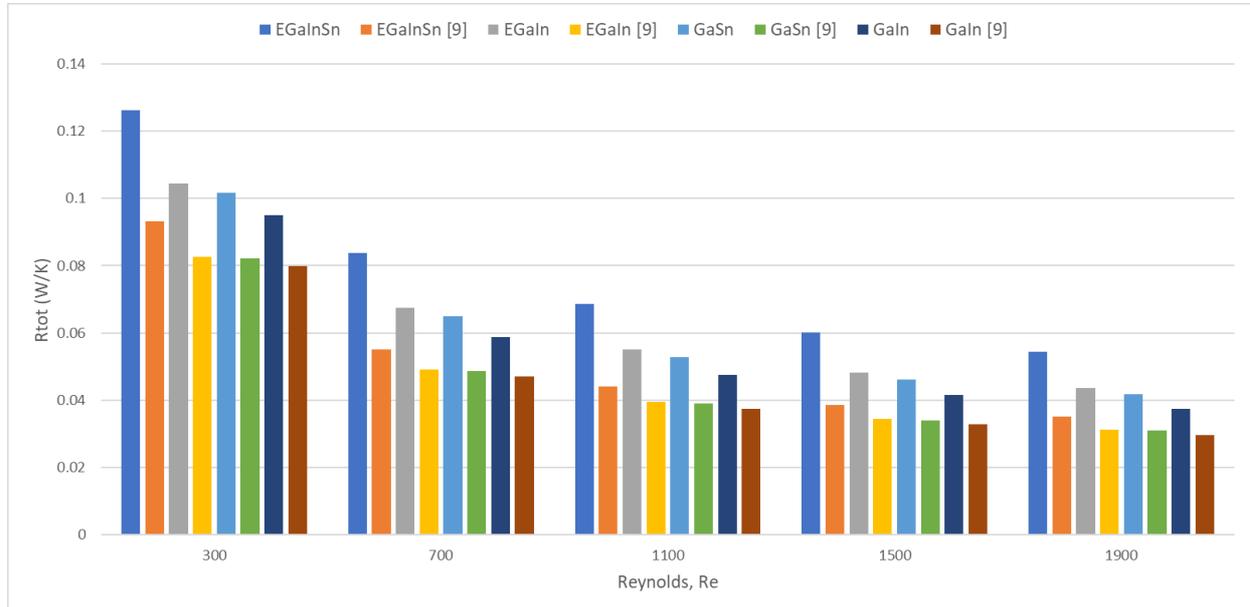


Figura 7-3: Resistencia térmica total para diferentes aleaciones de Galio a diferentes Re, para pines (presente trabajo) y aletas [9].

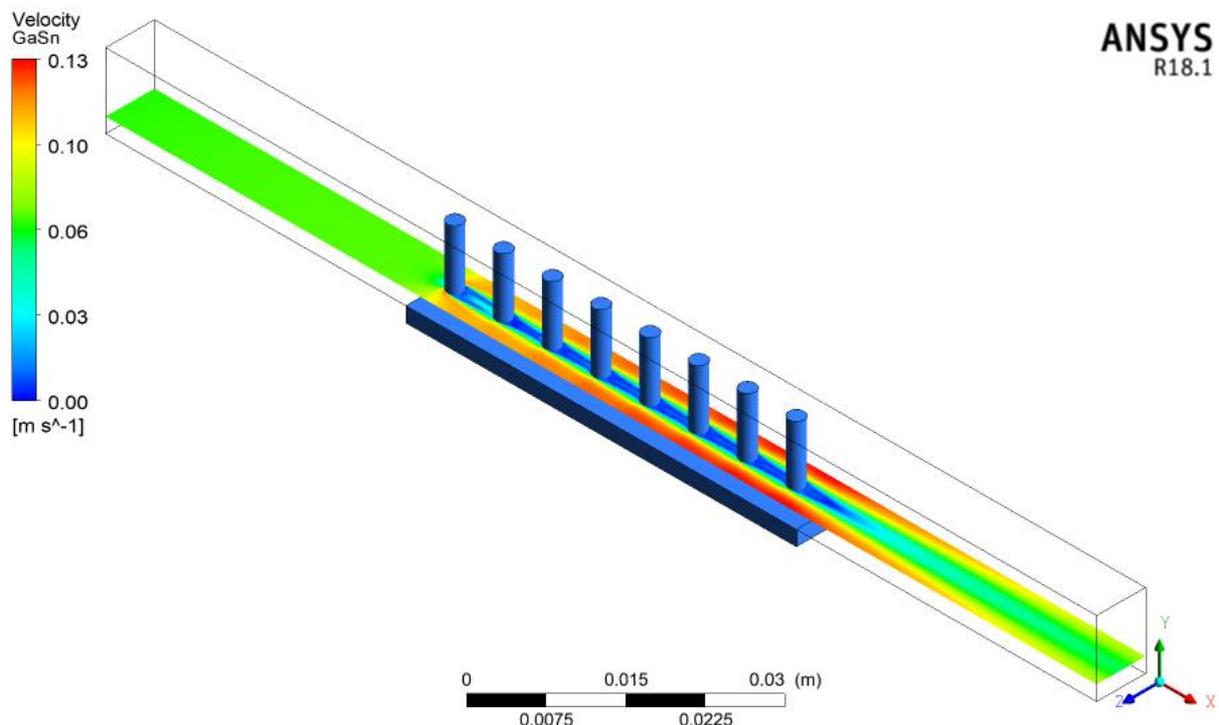


Figura 7-4: Perfil de velocidades del fluido refrigerante (GaSn) a través del disipador de canal, Re=1500.

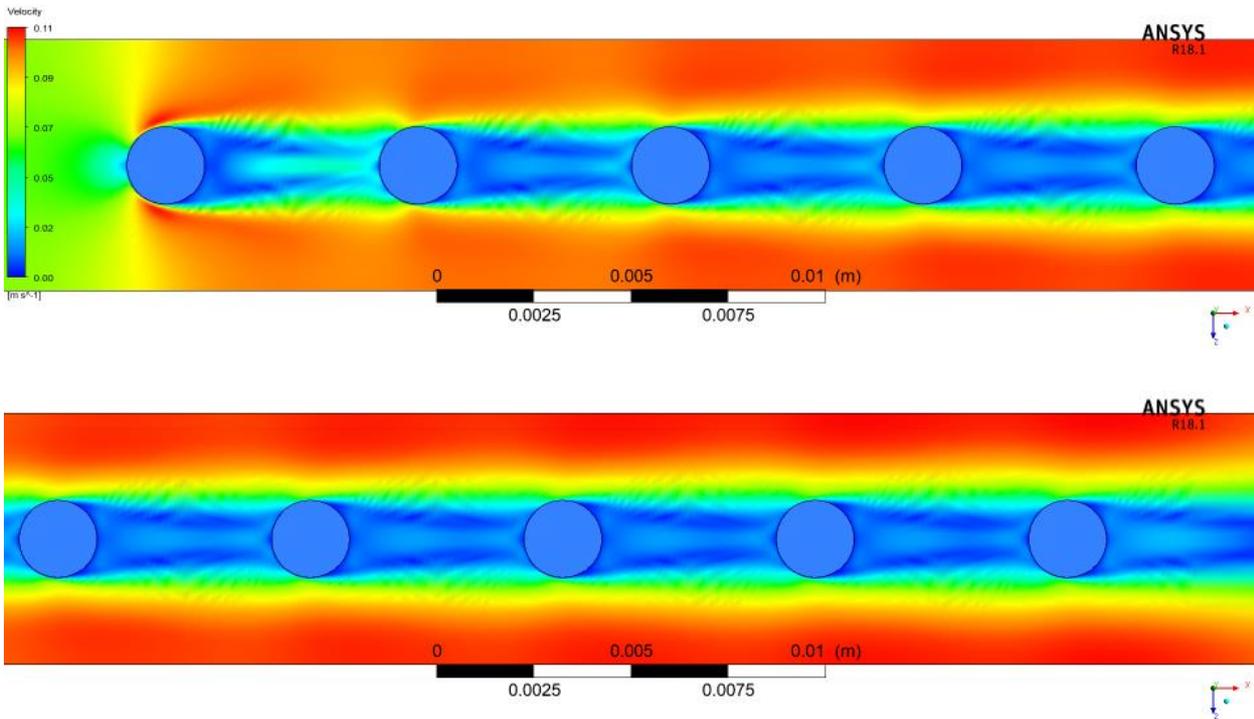


Figura 7-5: Detalle del perfil de velocidades alrededor de los pines, GaSn,  $Re=1500$ .

### 7.3 Temperatura máxima

Por lo general, la temperatura máxima de un chip de silicio debe mantenerse por debajo de 398 K o 125 °C para su correcto funcionamiento. Aun así, es conveniente que la temperatura de funcionamiento de los dispositivos electrónicos sea inferior a 343 K o 70°, ya que cuando aumenta temperatura, la fiabilidad del sistema decae bruscamente, [2].

Si se observan las temperaturas máximas que se han alcanzado en el caso de metales líquidos a través de un disipador de calor con pines, figura 7-6, se puede comprobar que, para la configuración de pines, la aleación de EGaInSn debería descartarse para una aplicación real por no cumplir con el requisito anterior, además el resto de las aleaciones deben tener un número de Reynolds de entrada superior a 800. En la Tabla 7-1, se ha resumido  $T_{max}$  para todos los casos considerados en este estudio,

<i>Metal/ Re</i>	<b>300</b>	<b>700</b>	<b>1100</b>	<b>1500</b>	<b>1900</b>
<b>EGaInSn</b>	127.88	93.8	81.76	74.96	70.37
<b>EGaIn</b>	110.38	80.85	70.91	65.38	61.67
<b>GaSn</b>	108.21	78.72	69.06	63.73	60.17
<b>GaIn</b>	102.88	73.84	64.87	60.01	56.78

Tabla 7-1: Temperatura máxima del disipador  $Re=300-1900$ ,  $Q=800W$ .

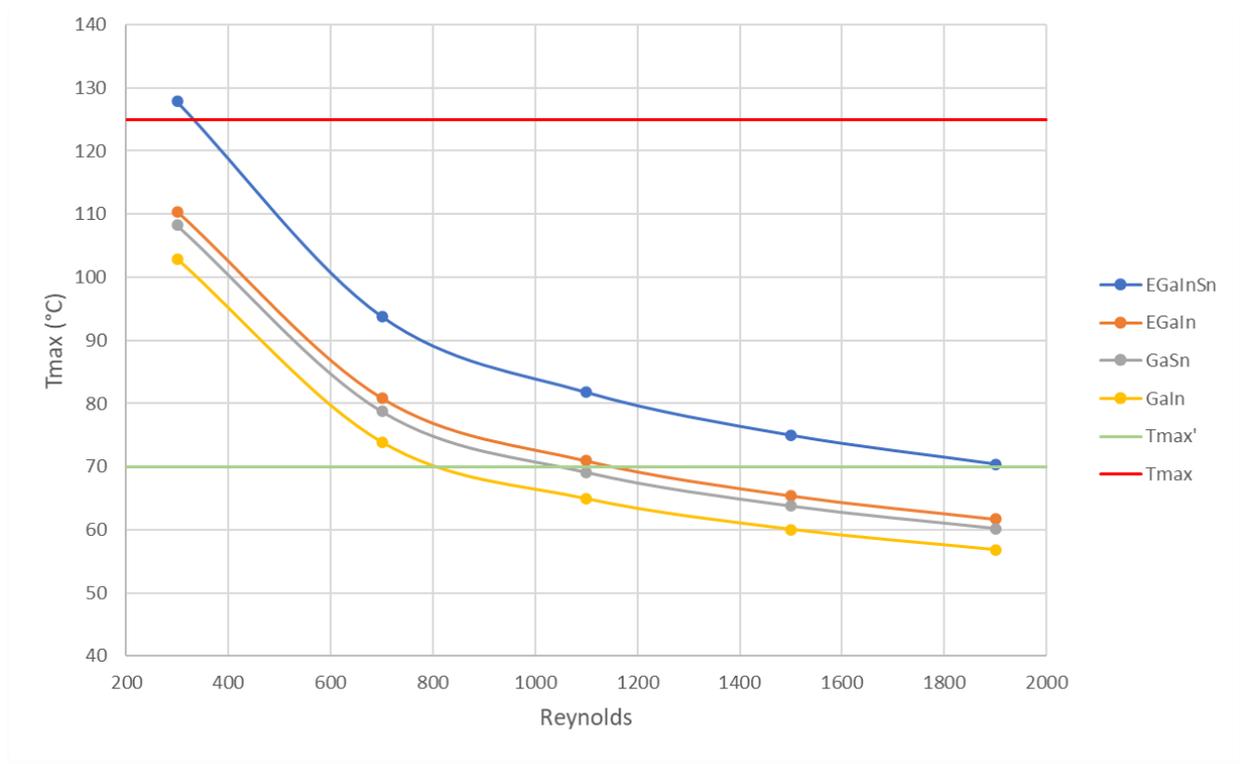


Figura 7-6: Variación de las temperaturas máximas. Diferentes aleaciones de galio como refrigerantes,  $Q=800W$ , configuración de pines en línea.

Para el caso de aire como refrigerante presentado en la sección 4 del documento, y teniendo en cuenta que el flujo de calor en este caso es mucho menor ( $Q=50W$ ) se realiza el mismo análisis, encontrando que para ninguno de los números de Reynolds estudiados se consigue enfriar el disipador por debajo de la temperatura máxima recomendada, que se representa en la figura 7-7.

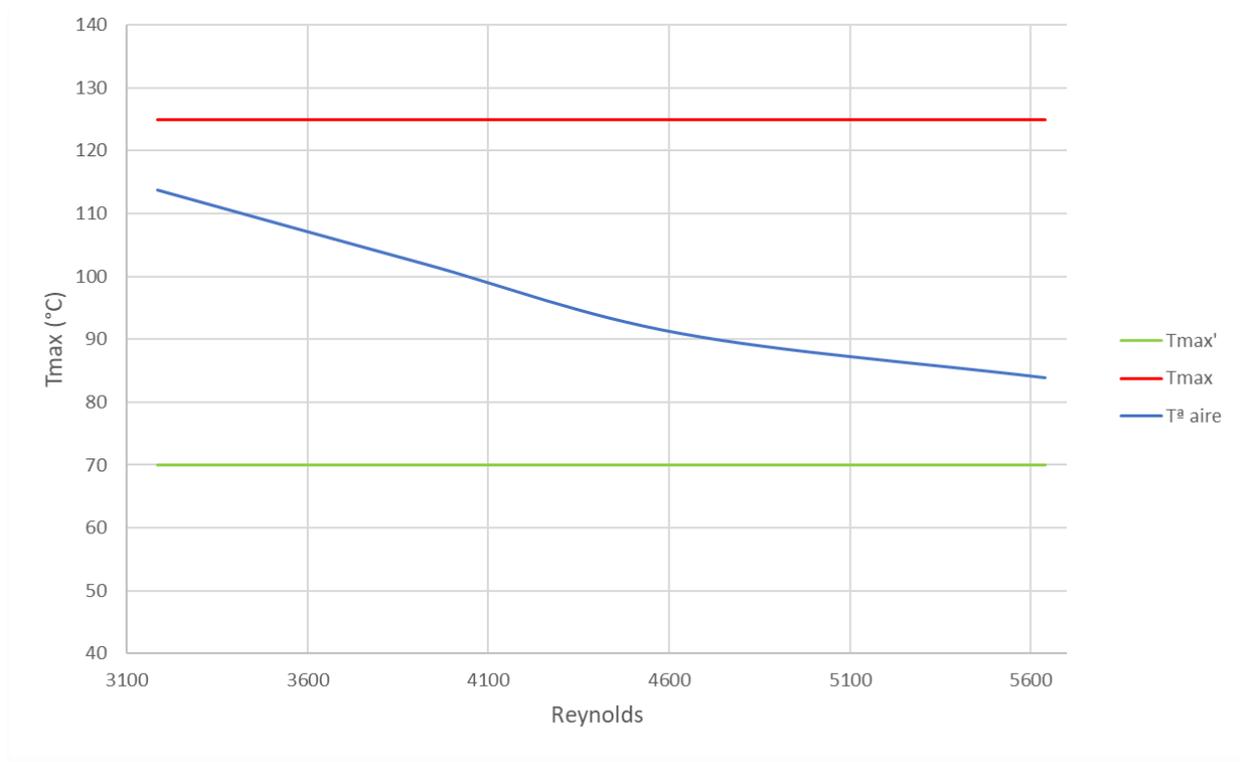


Figura 7-7: Variación de la temperatura máxima. Aire como refrigerante,  $Q=50W$ . configuración de pines en línea.

## 7.4 Altura de canal

Como se ha ido comentando a lo largo del documento, la geometría seleccionada para este proyecto se ha comparado, bajo las mismas condiciones de operación, con la geometría de aletas de placa. La geometría de partida de los pines se estudia para diferentes alturas en el apartado 6.4. En este apartado, se pretende comparar esos resultados con los de [9] para cerrar la comparativa. Se encontró que al reducir la altura del canal de pines se consiguió una mejora en la resistencia total, sin embargo, esto conllevaba una penalización en cuanto a potencia de bombeo. Para la menor altura estudiada ( $h=5\text{mm}$ ) se presentan en la siguiente tabla los datos obtenidos, comparados con los de aleta de placa.

	<b>Pin</b>	<b>Aleta de placa</b>
<b>H (mm)</b>	5	4
<b>W (mm)</b>	6.5	1
<b><math>R_{tot}</math> (W/m)</b>	0.0423	0.0375
<b><math>W_{pp} / 10^3</math> (W)</b>	0.695	0.25

Tabla 7-2: Comparación de geometrías para potencia de bombeo y resistencia total térmica (GaIn,  $Re=1100$ ).

En la tabla 7-2 podemos encontrar que, a pesar de haber disminuido la altura, la sección de paso del disipador de pines sigue siendo mucho mayor que la de los canales. La potencia de bombeo sigue siendo mayor que la de los canales, siendo la cantidad de fluido que se necesita acelerar considerablemente mayor. Por otro lado, la resistencia térmica sigue estando por encima de la de aletas de placa, un 11.34%. Por consiguiente, continuar disminuyendo la altura implicaría alcanzar potencias de bombeo muy altas para lograr alcanzar los valores de resistencia térmica que poseen los mini canales. Además, la disminución de la geometría llevaría a diseños muy difíciles y costosos de fabricar. Esto nos lleva a concluir, que la geometría de disipador de calor con pines resulta ser menos eficiente que la de aletas de placa para los mismos fluidos refrigerantes, números de Reynolds de entrada y flujo de calor aplicado.

## 8 CONCLUSIONES

---

En este trabajo se analiza cuantitativamente la diferencia en el rendimiento térmico y las características hidrodinámicas de varias aleaciones de galio como refrigerante en un disipador de calor con pines en línea. La influencia de diferentes aleaciones de Ga (EGaInSn, EGaIn, GaSn y GaIn) en la distribución de temperatura, potencia de bombeo, caída de presión, temperatura máxima y resistencia térmica total se estudia exhaustivamente para una serie de números de Reynolds que van de 300 a 1900, diferenciando entre régimen laminar y turbulento, y un flujo de calor constante de 800W.

Al inicio del estudio se crea un modelo que define la estructura y geometría del disipador de calor con pines. Se valida mediante la comparación con otros estudios que emplean la misma geometría con aire como refrigerante, mediante simulación de cuatro velocidades de aire de entrada que van desde 6.5 a 12 m/s, y se calculan el número de Nusselt y la caída de presión para llevar a cabo la comparativa. Los resultados muestran discrepancias máximas de 3.11% para el número de Nusselt y de 10.31% para la caída de presión a altos Reynolds.

Tras la verificación y validación del modelo y la simulación con las aleaciones de galio se recogen diferentes conclusiones.

En primer lugar, la caída de presión del disipador de calor con pines está significativamente influenciada por la velocidad del fluido de entrada, la densidad y la viscosidad dinámica del refrigerante. Un aumento en la velocidad de entrada da como resultado una mayor caída de presión y aumento en la potencia de bombeo para conseguir la velocidad requerida. La mayor resistencia al flujo se encuentra para EGaInSn, seguida de GaIn, GaSn y EGaIn.

De igual modo, la temperatura y la resistencia térmica total disminuyen con la velocidad de entrada, y más notablemente cuando se alcanza el régimen turbulento. Todas las simulaciones coinciden en que la menor resistencia térmica corresponde con GaIn, seguido de GaSn, EGaIn y la más alta para EGaInSn. La conductividad térmica y el calor específico del refrigerante son factores clave para determinar el rendimiento térmico general. El refrigerante con mayor  $C_p$  y  $k_c$  muestra un rendimiento térmico superior, influyendo el primero en el coeficiente de transferencia de calor  $h$ , y el segundo en el balance de energía y, por tanto, en el gradiente de temperatura sólido-líquido.

La altura del canal también cobra gran importancia en la disipación del calor, sin embargo, se ve penalizada con un aumento en la potencia de bombeo.

Para todos los casos considerados en este documento, se encuentra una buena concordancia general en la potencia de bombeo y la caída de presión de las aleaciones de galio con la de otros autores. Sin embargo, se ha demostrado que la configuración con pines presenta menor rendimiento térmico que la de mini canales. Para el mismo Reynolds se encontraron mayores valores de resistencia térmica en el disipador de pines, los cuales correspondían también con altos valores en cuando a potencia de bombeo, pese a disponer de mayor área de intercambio de calor. Se demostró que la geometría de pines resulta ineficiente debido a la zona muerta que se crea en la parte posterior de los pines que disminuye la transferencia de calor del sistema.

Finalmente, se puede afirmar que, pese a mejorar las condiciones gracias a los fluidos refrigerantes, se encuentra que la geometría debe cobrar un mayor peso a la hora del diseño de un disipador de calor.

## 9 REFERENCIAS

- [1] S. Gajghate, C. Seemikeri, s Alur, V. Rangate, and M. Kumbhare, “Theoretical Survey and Study of High Heat Flux Electronic Devices Cooling,” no. March, 2016.
- [2] A. Muhammad, D. Selvakumar, and J. Wu, “Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in a liquid metal cooled mini-channel heat sink,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 150, p. 119265, 2020.
- [3] A. Habibi Khalaj and S. K. Halgamuge, “A Review on efficient thermal management of air- and liquid-cooled data centers: From chip to the cooling system,” *Appl. Energy*, vol. 205, no. May, pp. 1165–1188, 2017.
- [4] P. Values, S. Sigma, V. R. Kaushik, and V. C. Todkari, “Optimal Performance of Compact Electronic,” no. February, 2019.
- [5] J. Y. Zhu, S. Y. Tang, K. Khoshmanesh, and K. Ghorbani, “An Integrated Liquid Cooling System Based on Galinstan Liquid Metal Droplets,” *ACS Appl. Mater. Interfaces*, vol. 8, no. 3, pp. 2173–2180, 2016.
- [6] X. Xiang, J. Yang, A. Fan, and W. Liu, “A comparison between cooling performances of water-based and gallium-based micro-channel heat sinks with the same dimensions,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 137, no. March, pp. 1–10, 2018.
- [7] M. Tawk, Y. Avenas, A. Kedous-Lebouc, and M. Petit, *Numerical study of a liquid metal mini-channel cooler for power semiconductor devices*. 2011.
- [8] X. H. Yang, S. C. Tan, Y. J. Ding, and J. Liu, “Flow and thermal modeling and optimization of micro/mini-channel heat sink,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 117, pp. 289–296, 2017.
- [9] A. Muhammad, D. Selvakumar, A. Iranzo, Q. Sultan, and J. Wu, “Comparison of pressure drop and heat transfer performance for liquid metal cooled mini-channel with different coolants and heat sink materials,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 141, no. 1, pp. 289–300, 2020.
- [10] H. Jonsson and B. Moshfegh, “Modeling of the thermal and hydraulic performance of plate fin, strip fin, and pin fin heat sinks - Influence of flow bypass,” *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, vol. 24, no. 2, pp. 142–149, 2001.
- [11] H. Shafeie, O. Abouali, K. Jafarpur, and G. Ahmadi, “Numerical study of heat transfer performance of single-phase heat sinks with micro pin-fin structures,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 68–76, 2013.
- [12] V. Choudhary, M. Kumar, and A. K. Patil, “Experimental investigation of enhanced performance of pin fin heat sink with wings,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 155, no. November 2018, pp. 546–562, 2019.
- [13] M. Ahmadian-Elmi, A. Mashayekhi, S. S. Nourazar, and K. Vafai, “A comprehensive study on parametric optimization of the pin-fin heat sink to improve its thermal and hydraulic characteristics,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 180, p. 121797, 2021.
- [14] O. Ozbalci, A. Dogan, and M. Asilturk, “Heat Transfer Performance of Plate Fin and Pin Fin Heat Sinks Using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O Nanofluid in Electronic Cooling,” *Processes*, vol. 10, no. 8, 2022.
- [15] P. Wassermann and M. Schmidt, “Multi-objective free-shape optimization kühlens mit Hilfe des Fluent Adjoint Solvers of a heat sink by means of the Fluent auf industrielle Wirklichkeit Adjoint Solver.”
- [16] K. Ma and J. Liu, “Liquid metal cooling in thermal management of computer chips,” *Front. Energy*

- Power Eng. China*, vol. 1, no. 4, pp. 384–402, 2007.
- [17] H. E. Ahmed, B. H. Salman, A. S. Kherbeet, and M. I. Ahmed, “Optimization of thermal design of heat sinks: A review,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 118, pp. 129–153, 2018.
- [18] J. Gao, Z. Hu, Q. Yang, X. Liang, and H. Wu, “Fluid flow and heat transfer in microchannel heat sinks: Modelling review and recent progress,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 29, no. January, p. 101203, 2022.
- [19] A. Al-Damook, N. Kapur, J. L. Summers, and H. M. Thompson, “An experimental and computational investigation of thermal air flows through perforated pin heat sinks,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 89, pp. 365–376, 2015.
- [20] “CFD Online.” [Online]. Available: [https://www.cfd-online.com/Wiki/SST\\_k-omega\\_model](https://www.cfd-online.com/Wiki/SST_k-omega_model).
- [21] C. W. Leung and S. D. Probert, “Heat-exchanger performance: Effect of orientation,” *Appl. Energy*, vol. 33, no. 4, pp. 235–252, 1989.
- [22] F. Zhou and I. Catton, “Numerical evaluation of flow and heat transfer in plate-pin fin heat sinks with various pin cross-sections,” *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 60, no. 2, pp. 107–128, 2011.
- [23] S. Liu, K. Sweatman, S. McDonald, and K. Nogita, “Ga-based alloys in microelectronic interconnects: A review,” *Materials (Basel)*, vol. 11, no. 8, pp. 1–20, 2018.
- [24] B. N. Rajani, A. Kandasamy, and S. Majumdar, “Numerical simulation of laminar flow past a circular cylinder,” *Appl. Math. Model.*, vol. 33, no. 3, pp. 1228–1247, 2009.