

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Comparación de Termosifón y Disipador de Calor como Métodos
de Refrigeración para un Procesador

Trabajo de graduación en modalidad de trabajo profesional
presentado por:
Daniel Alejandro Chicas Martínez
para optar el grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala
2020

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Comparación de Termosifón y Disipador de Calor como Métodos
de Refrigeración para un Procesador

Trabajo de graduación en modalidad de trabajo profesional
presentado por:
Daniel Alejandro Chicas Martínez
para optar el grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala
2020

Vo. Bo.:



(F) _____
Ing. Rony José Herrarte Estévez

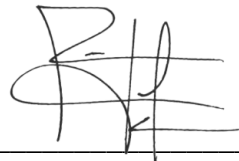
Tribunal.:



(F) _____
Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales



(F) _____
Ing. Andrés Rodrigo Viau Najarro



(F) _____
Ing. Rony José Herrarte Estévez

Fecha de aprobación: martes 9 de diciembre 2020

ÍNDICE

LISTADO DE CUADROS	ix
LISTADO DE FIGURAS	xi
RESUMEN	xiii
ABSTRACT.....	xiv
I. INTRODUCCIÓN	1
II. OBJETIVOS	3
A. Objetivo general.....	3
B. Objetivos específicos.....	3
III. JUSTIFICACIÓN	5
IV. MARCO TEÓRICO.....	7
A. CPU	7
B. Manejo térmico	7
C. Métodos de manejo térmico	8
1. Disipadores de calor	8
2. Termosifones y caloductos	9
D. Elementos finitos.....	14
E. Cámaras termográficas	14
V. METODOLOGÍA	17
A. Fabricación del termosifón.....	17
1. Diseño del termosifón.....	17
2. Pasos de manufactura del termosifón	19
B. Medición operativa de los métodos.....	20
1. Tamaño de la muestra.....	20
2. Pasos para realizar las mediciones.....	20
C. Procesamiento de mediciones	22
1. Caracterización estadística de la muestra	22
2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.....	23

3.	Procedimiento del cálculo del flujo de calor disipado.....	25
4.	Cálculo del flujo de calor disipado por el disipador	29
5.	Cálculo del flujo de calor disipado por el termosifón.....	31
D.	Simulación en ANSYS.....	35
1.	Proceso de simulación	35
2.	Consideraciones para la simulación del disipador.....	36
3.	Consideraciones para la simulación del termosifón	36
VI.	RESULTADOS.....	39
A.	Análisis térmico de los métodos de refrigeración	39
1.	Mediciones obtenidas y caracterización estadística de la muestra	39
2.	Resumen de análisis térmico	40
B.	Comparación simulación-medición.....	40
1.	Selección de termografías representativas para cada método.....	40
2.	Resultados de modelos de disipador.....	42
3.	Resultados de modelos de termosifón	43
4.	Comparación gráfica de modelos simulados respecto mediciones seleccionadas	44
5.	Comparación numérica de modelos simulados respecto mediciones seleccionadas.....	46
VII.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	47
A.	Discusión respecto al análisis térmico	47
B.	Discusión respecto a la simulación	48
VIII.	CONCLUSIONES	51
IX.	RECOMENDACIONES.....	53
X.	BIBLIOGRAFÍA	55
XI.	ANEXOS	59
A.	Manual para análisis en ANSYS.....	59

LISTADO DE CUADROS

Cuadro 1. Flujo de calor de entrada en las iteraciones del cálculo de calor disipado para el termosifón	32
Cuadro 2. Resultado de muestreo térmico	39
Cuadro 3. Caracterización del muestreo térmico	40
Cuadro 4. Resumen de análisis térmico: temperatura de la base igual a temperatura del procesador	40
Cuadro 5. Resumen de análisis térmico: temperatura de la base igual a la máxima temperatura superficial registrada	40
Cuadro 6. Diferencial de temperatura ambiente y superficial promedio respecto a las mediciones realizadas	41
Cuadro 7. Resultados preliminares: simulación del disipador	42
Cuadro 8. Resultados refinados: simulación disipador	43
Cuadro 9. Resultados preliminares: simulación del termosifón	43
Cuadro 10. Resultados refinados: simulación termosifón	44
Cuadro 11. Comparación numérica: resultados prácticos y teóricos respecto valores simulados	46

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama para diseño de caloductos	11
Figura 2. Propiedades de fluido de trabajo para caloductos	12
Figura 3. Compatibilidad de materiales para caloductos	13
Figura 4. Código para sensor de temperatura	21
Figura 5. Representación geométrica de la aleta	25
Figura 6. Representación de la resistencia térmica del termosifón.....	27
Figura 7. Representación gráfica de caras adiabáticas en el modelo teórico del disipador	36
Figura 8. Termografía de la novena medición: disipador	44
Figura 9. Resultado termográfico de simulación refinada: disipador	45
Figura 10. Termografía de la sexta medición: termosifón	45
Figura 11. Resultado termográfico de simulación refinada: disipador	46
Figura 12. Modelado de la placa y disipador	59
Figura 13. Modelado de volumen de aire	60
Figura 14. Exportación de modelo.....	60
Figura 15. Inicio de proyecto en ANSYS	61
Figura 16. Importar modelo	61
Figura 17. Generar modelo	62
Figura 18. Unión de cuerpos en una parte	62
Figura 19. Nombrar selecciones.....	63
Figura 20. Actualizar mallado.....	64
Figura 21. Launcher de Fluent	65
Figura 22. Configuración general en Fluent	66
Figura 23. Configuración de modelo	66
Figura 24. Configuración de materiales	67
Figura 25. Ventana de edición de materiales	68
Figura 26. Base de datos de materiales	68

Figura 27. Configuración de zonas	69
Figura 28. Ventana de edición de zonas	69
Figura 29. Configuración de condiciones frontera	70
Figura 30. Ventana de edición de condición <i>Wall</i> – Pestaña <i>Momentum</i>	71
Figura 31. Ventana de edición de eondición <i>Wall</i> – Pestaña <i>Thermal</i>	72
Figura 32. Ventanas de edición de condición <i>Velocity Inlet</i>	72
Figura 33. Ventana de edición de condición <i>Outflow</i>	73
Figura 34. Configuración de método de solución.....	73
Figura 35. Inicialización de simulación	74
Figura 36. Configuración de cálculos de simulación.....	75
Figura 37. Asignación de contorno.....	75
Figura 38. Configuración de contorno.....	76
Figura 39. Pestaña de variables.....	77
Figura 40. Contorno de temperatura	78
Figura 41. Edición de aspecto de contorno.....	79
Figura 42. Ventana de edición de escala de color de contorno.....	80
Figura 43. Escala de color modificada.....	81
Figura 44. Contorno termográfico modificado	81
Figura 45. Creación de expresión	82
Figura 46. Expresión de coeficiente de transferencia de calor por convección.....	82

RESUMEN

En este proyecto se realizó el análisis de transferencia de calor de dos métodos de refrigeración implementados en el procesador de un Raspberry Pi: un disipador de calor y un termosifón. A través de este análisis y por medio de las termografías realizadas tras implementar dichos métodos se pudo caracterizar tanto el comportamiento térmico del elemento de refrigeración como el comportamiento operativo del procesador una vez se implementó el método de refrigeración. Para realizar este análisis se utilizaron modelos teóricos para cada uno de los elementos: en el caso del disipador se adoptó un modelo presentado por Cengel y Ghajar, mientras que para el termosifón se caracterizó como una resistencia térmica equivalente que contemplaba tanto la conducción como la convección que este elemento experimenta, para luego obtener la conductividad térmica equivalente del elemento. A través del uso de estos modelos se logró determinar que el disipador de calor presentaba un mayor flujo de calor disipado al ambiente, mientras que la implementación del termosifón hizo que la temperatura operativa del procesador fuera menor.

Posteriormente, se realizaron simulaciones en ANSYS para representar las pruebas realizadas con cada dispositivo y verificar que los resultados térmicos proporcionados por estas simulaciones se apegaran a las mediciones prácticas. Para realizar estas simulaciones se introdujeron las condiciones determinadas por el ambiente de prueba y el calor de entrada en cada dispositivo y se modificó la velocidad del viento de la simulación para que las condiciones ambientales de la simulación fueran realistas, parámetro que se determinó al comparar el coeficiente de transferencia de calor por convección calculado teóricamente con el valor simulado en ANSYS. Se concluyó que bajo condiciones de simulación que se apegaran a la realidad los resultados térmicos de ANSYS eran cercanos a los valores medidos prácticamente al utilizar modelos de simulación que representaran de forma correcta los modelos teóricos adoptados para representar cada uno de los elementos de refrigeración.

ABSTRACT

In this project the heat transfer analysis of two cooling methods implemented in a Raspberry Pi processor was detailed: a heat sink and a thermosiphon. Through this analysis and the thermographies made after implementing these methods, it was possible to characterize both the thermal behavior of the cooling element and the operating behavior of the processor once the cooling method was implemented. To make this analysis, theoretical models were used for each of the elements: in the case of the heatsink, a model presented by Cengel and Ghajar was adopted, while for the thermosiphon it was characterized as an equivalent thermal resistance that considered both conduction and convection that this element experiences, to then obtain the equivalent thermal conductivity of the element. Using these models, it was possible to determine that the heat sink presented a greater flow of heat dissipated to the environment, while the implementation of the thermosiphon made the operating temperature of the processor lower.

Subsequently, simulations were performed in ANSYS to represent the tests performed with each device and to verify that the thermal results provided by these simulations were consistent with the practical measurements. To perform these simulations, the conditions determined by the test environment and the input heat in each device were introduced and the simulation wind speed was modified so that the simulation environmental conditions were realistic, a parameter that was determined by comparing the convection heat transfer coefficient calculated theoretically with the simulated value in ANSYS. It was concluded that under realistic simulation conditions, the thermal results of ANSYS were close to the values practically measured when using simulation models that correctly represented the theoretical models adopted to represent each of the cooling elements.

I. INTRODUCCIÓN

Este proyecto consiste en la comparación entre dos métodos de refrigeración aplicados al procesador de un Raspberry Pi 3 B. Para comparar estos elementos, se ejecutó un programa de estrés en el Raspberry para que el procesador operara de bajo un rendimiento demandante durante 10 minutos, una vez el tiempo de ejecución del programa había concluido se tomó una termografía del elemento de refrigeración y se dejó el sistema enfriar por 10 minutos para repetir el proceso. El programa de estrés proporcionaba la temperatura del procesador y también se colocó un sensor de temperatura para determinar la temperatura del ambiente al momento en que se tomó la termografía. Con estas mediciones se obtuvo la temperatura del procesador, la temperatura superficial del elemento de refrigeración y la temperatura del ambiente. Con estos parámetros se pudo calcular el calor que el elemento de refrigeración disipó al ambiente, así como el calor que entró al elemento por parte del procesador. Se realizó un muestreo estadístico de los resultados obtenidos con cada uno de los elementos de refrigeración y con estos datos se generalizó el comportamiento térmico de cada elemento.

Posteriormente, se realizó una simulación de los elementos de refrigeración en ANSYS para determinar la configuración necesaria para que los resultados térmicos simulados se asemejaran a los resultados prácticos bajo condiciones de simulación similares a las condiciones reales. Se observó que la fidelidad de los resultados simulados respecto a los valores prácticos dependía del modelo de simulación utilizado, por lo que se utilizaron distintos modelos para los dos elementos y se determinó cuál de los modelos utilizados otorgó los valores más apegados a los valores prácticos.

II. OBJETIVOS

A. Objetivo general

Determinar ventajas y desventajas comparativas entre un termosifón y un disipador de calor como métodos de refrigeración de un procesador.

B. Objetivos específicos

1. Medir la temperatura operativa del procesador de un Raspberry Pi después de haber implementado las alternativas de métodos de refrigeración planteadas.
2. Establecer cuál de los dos métodos de refrigeración genera el mayor flujo de calor con el ambiente.
3. Establecer los parámetros a modificar en los módulos de ANSYS para que las temperaturas simuladas de la base y de la punta del mecanismo de refrigeración se encuentren en un rango de ± 5 °C respecto a las temperaturas medidas prácticamente.

III. JUSTIFICACIÓN

El procesador es un componente fundamental en el funcionamiento de aparatos electrónicos que se han vuelto esenciales en la cotidianidad de casi todas las personas: computadoras, celulares, impresoras, fotocopiadoras, etc. Su funcionamiento implica el control del flujo de señales eléctricas derivadas de operaciones que el dispositivo está realizando. Este flujo de electricidad genera calor, lo cual aumenta la temperatura del componente y al momento en que esta temperatura excede la temperatura óptima de operación no sólo el dispositivo opera más despacio (pues como un método de refrigeración del circuito las máquinas reducen la velocidad en la que se realizan operaciones para disminuir la producción de calor), sino que también se compromete la longevidad del dispositivo pues las temperaturas altas degradan tanto el elemento que está generando el calor como aquellos que lo circundan (Wang, 2017).

A medida que la tecnología avanza se busca que los dispositivos puedan realizar operaciones más complicadas, sin embargo, por comodidad de los usuarios se intenta reducir el espacio que estos ocupan. El hecho que los dispositivos puedan realizar operaciones más complicadas implica un consumo energético mayor, lo cual aumenta la generación de calor, por lo que es necesario contemplar métodos de manejo térmico que mantengan la temperatura de los componentes dentro de su rango óptimo de operación, sin embargo, se restringe el espacio que estos métodos puedan ocupar (Elnaggar, Abdullah, & Mujeebu, 2013).

Un método convencional para aumentar el intercambio de calor del componente con el ambiente es la implementación de disipadores de calor, sin embargo, dependiendo del aparato puede que no se justifique la implementación de un ventilador debido al espacio que este ocupa, haciendo que el disipador funcione solamente por convección natural. Por otra parte, otra alternativa es la implementación de un termosifón, el cual a través de una sustancia que experimenta cambios de fase permite una mayor tasa de transferencia de calor a lo largo del elemento, lo cual mejora el intercambio de calor con el ambiente a comparación de un cilindro del mismo tamaño (Reay & Kew, 2014).

Estos problemas térmicos se pueden analizar a través de programas de elementos finitos, los cuales son muy versátiles, sin embargo, es crucial que el usuario disponga del conocimiento necesario para saber configurar la herramienta a utilizar para que la respuesta obtenida por el usuario sea lo más apegada a la realidad posible. También es imprescindible que el usuario posea conocimientos del fenómeno a simular para que pueda evaluar la lógica de las respuestas obtenidas, así como la forma de utilizar estas

herramientas para representar de forma realista las condiciones térmicas analizadas (de Weck & Kim, 2014)

IV. MARCO TEÓRICO

A. CPU

La unidad central de procesamiento (CPU) suele ser el componente que mayor calor produce en las placas de circuitos, por lo que suele ser el componente al que más atención se le pone al momento de implementar métodos de control térmico. El CPU está compuesto por transistores y a veces por capacitores; estos primeros permiten que fluya corriente y que se pierda energía en forma de calor, mientras que los capacitores generan calor al liberar y absorber energía. Debido a la generación constante de calor por este chip se suele establecer una temperatura óptima de operación, la cual varía de por procesador. Para mitigar esta generación de calor se suelen utilizar ventiladores y disipadores de calor, para aumentar el área superficial expuesta al ambiente. Al seleccionar el material de los disipadores de calor se buscan aquellos que tengan una baja resistividad térmica para disipar el calor de manera más eficiente. Otro concepto útil al momento de diseñar un sistema de refrigeración para un sistema es el TDP, o *thermal desing power*, el cual es la potencia térmica máxima que el procesador desprende bajo condiciones operativas demandantes (Zhou & Rau, 2016). Cuando un sistema alcanza o supera su límite térmico, el cual es definido por el TDP, se limita el consumo energético del procesador para reducir su desempeño y así mantenerse a niveles operativos térmicamente seguros, lo cual implica que el consumo energético del componente influencia en la magnitud del calor producido por el procesador (Estados Unidos Patente n° 8,495,395, 2013).

El Raspberry Pi es una computadora funcional que consiste en una única placa de circuitos. Su versión 3 Modelo B fue lanzado al mercado en febrero de 2016; el procesador con el que este modelo opera es el Quad Core 1.2 GHz Broadcom BCM2837 64 bit CPU (Raspberry Pi, 2016). La temperatura operativa tiene su límite superior en los 80 °C, al superar esta el sistema reduce su rendimiento operativo para disminuir la temperatura (Raspberry Pi, 2019). El TDP del Raspberry Pi 2 es de 4 W, sin embargo, no hay datos disponibles para la versión 3 Modelo B (Bernabé, Hernández, & Acacio, 2016). Por otra parte, en términos de consumo energético consumo energético de la versión Raspberry Pi 2 B bajo condiciones demandantes se registra en los 6.25 W, mientras que bajo la misma carga la versión Raspberry Pi 3 B consume 3.7 W (Raspberry Pi Dramble, 2016).

B. Manejo térmico

Un parámetro fundamental en el diseño de un dispositivo o herramienta es definir las condiciones operativas que conforman el ambiente al que se va a exponer el producto. Usualmente se contemplan restricciones como tamaño, peso, costo y cargas a soportar

como factores determinantes en el diseño, sin embargo, el funcionamiento de muchas máquinas y dispositivos implica generación de calor, ya sea por las velocidades operativas, demanda energética o procesos químicos. La temperatura operativa puede perjudicar tanto la eficiencia del proceso realizado como la integridad física de los componentes que forman el equipo, por lo que controlar esta temperatura también es importante al momento de diseñar. Al momento de contemplar formas de controlar la temperatura del equipo se deben de evaluar los factores económicos, estéticos y operativos al definir el método a utilizar para regular la temperatura, lo cual implica un análisis profundo de métodos de manejo térmico que se adecúen al caso particular; no existe un solo método de manejo térmico para todos los problemas de esta índole. Tanto los componentes utilizados, como la forma de operar el equipo y el ambiente en el que se pretende utilizar pueden restringir el método a emplear, ya sea por la temperatura óptima operativa del componente, como el consumo energético de los métodos, o inclusive el ruido que el método produzca. El manejo térmico implica seleccionar el método que permita regular la temperatura operativa en un rango deseado sopesando la influencia que este puede tener sobre otros factores (Subbiah, 2016).

Cuando se trabaja con dispositivos electrónicos se tiene corriente eléctrica fluyendo a través de resistencias, lo cual representa generación de calor. La presencia de calor representa aumento en la temperatura de los componentes, lo cual aumenta la probabilidad de fallo operativo de los componentes electrónicos, por lo que es importante contemplar la necesidad de redirigir el calor de tal forma que no perjudique al dispositivo. Una alternativa común en electrónicos es que el flujo de aire sea el que enfríe los componentes, ya sea a través de convección natural o forzada. Para mejorar la transferencia de calor de estos métodos se suelen implementar disipadores de calor. Hay otras alternativas, como termosifones, caloductos, refrigeración líquida directa (donde el equipo está inmerso en el líquido) o indirecta (donde el fluido transporta el calor a otro lugar sin tener contacto directo con el equipo) que buscan de aumentar el intercambio de calor que el componente tiene con su medio con el fin de reducir su temperatura operativa lo más posible. Hay otras alternativas más novedosas, como a través de choque de chorro, refrigeración por aerosol y uso de micro canales para los disipadores, las cuales son alternativas que contemplan los tamaños reducidos que el diseño delimita, sin embargo, la elección entre todas estas alternativas está delimitada por factores como costo, diseño, uso del equipo, etc (Zhou & Rau, 2016).

C. Métodos de manejo térmico

1. Disipadores de calor

La transferencia de calor de un cuerpo respecto al medio que lo circunda es directamente proporcional al área superficial que dicho cuerpo expone al medio, así como al coeficiente de transferencia de calor por convección del medio y la diferencia de temperaturas entre el medio y el cuerpo. Cuando no se puede modificar el medio con el que se desea realizar el intercambio de calor existe la alternativa de cambiar la tasa de intercambio de calor al alterar el área superficial que está expuesta a dicho medio: si se desea aumentar la tasa de transferencia de calor, se necesita una mayor área superficial, por lo que se suelen implementar disipadores de calor. Estos elementos suelen ser bases

rectangulares de materiales con conductividad térmica alta, cuyo propósito es transmitir altas cantidades de calor al ambiente al tener una mayor área de intersección entre el cuerpo que se desea refrigerar y el ambiente. El disipador de calor se hace de un material que sea buen conductor térmico para poder transmitir el calor del objeto a refrigerar al disipador de forma eficiente y aumentar su temperatura en el proceso, mejorando así el intercambio de calor con el medio, pues aumenta la diferencia de temperatura entre las aletas y el medio (Cengel & Ghajar, 2011). Por otra parte, la última variable a definir para determinar el flujo de calor que experimenta un elemento de refrigeración con su entorno es el coeficiente de transferencia de calor por convección, el cual depende de la naturaleza de la convección, ya sea que esta se dé de forma natural o forzada. Al darse por convección forzada hay algún mecanismo que está propiciando el movimiento del fluido en el cual el elemento está inmerso, mientras que al darse por convección natural el fluido se mueve solamente debido a la gravedad y la diferencia de densidades que el fluido presenta conforme se calienta. El comportamiento del flujo del fluido ya sea en convección natural o forzada define en gran parte la transferencia de calor, por lo que un parámetro para determinar si el flujo es laminar o turbulento es el número de Rayleigh, el cual al presentar una magnitud superior a 10^9 define el flujo como turbulento, mientras que al mantenerse por debajo de este valor significa que el flujo tiene un comportamiento laminar. Según las condiciones del ambiente y la geometría del elemento se puede definir el coeficiente de transferencia de calor por convección a través de distintas correlaciones (ASHRAE, 2017).

Hay ciertos parámetros que definen la capacidad del disipador para refrigerar el componente, uno de estos es el material del que está hecho el disipador. Los disipadores de calor (llamados en inglés como *Heatsinks*) suelen estar hechos de aleaciones de aluminio debido a que este material es un buen conductor térmico, lo cual implica que la temperatura del material aumenta un grado con una tasa de energía baja comparada con otros materiales. Otro factor que define la efectividad del disipador de calor es la condición superficial de las superficies en contacto que van a efectuar el intercambio de calor, pues superficies rugosas producen espacios que contienen aire al momento de juntar ambas superficies y, como el aire es un buen aislante térmico, se reduce la eficiencia del disipador. El método con el que se mantienen ambas superficies en contacto también es un elemento que define la efectividad del disipador. Usualmente se utiliza una pasta térmica, la cual actúa como un tipo de pegamento entre las superficies, sin embargo, su conductividad térmica no es tan buena, por lo que se suele intentar que la capa aplicada de esta sea fina para que no represente un aislamiento significativo entre las superficies en cuestión (Alutronic, 2019). En términos de conductividad térmica se considera como un buen parámetro que la pasta térmica tenga un valor igual o mayor a 0.92 W/mK y para aplicaciones muy especializadas se recomienda un espesor de capa de $100\mu\text{m}$ después de esparcir la pasta (Fuji Electric, 2016).

2. Termosifones y caloductos

Otra alternativa para regular la temperatura de un componente electrónico es la implementación de un termosifón, el cual es un dispositivo de alta conductividad térmica conformado por un tubo y un líquido de trabajo, el cual se encuentra en una presión inferior

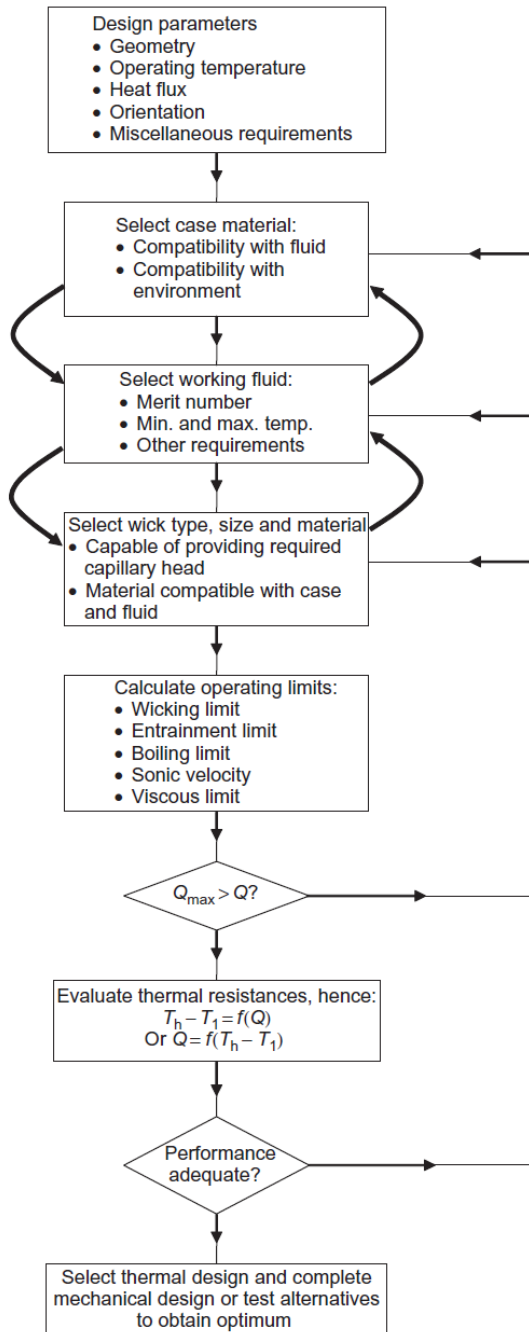
a la atmosférica. Para fabricar un termosifón se introduce una pequeña cantidad de fluido dentro de un tubo, se evacúa el aire del tubo y luego este se sella, esto con el propósito de disminuir la presión interna del sistema y permitir que el fluido almacenado dentro del tubo se evapore a una temperatura cercana a la máxima temperatura operativa a la que se estima que el dispositivo se va a encontrar. Este dispositivo opera de forma vertical, colocando en el extremo inferior el cuerpo o sistema que se desea enfriar, y en el extremo superior el medio al que se desea transferir el calor. Con esta configuración, el extremo inferior del dispositivo se va a calentar y ya que por efecto de la gravedad el líquido se va a encontrar en el extremo inferior del dispositivo, este se va a calentar junto con la tubería que lo rodea, subiendo su temperatura hasta que se evapore el fluido de trabajo. Una vez este fluido se evapora, se va a desplazar hacia arriba, donde va a transferir calor hacia la tubería para enfriarse, llegando a su temperatura de condensación y regresando a su estado líquido. Posteriormente, este condensado regresará a la zona de absorción de calor gracias a la gravedad. Se puede ver este dispositivo como un método de refrigeración donde no hay una bomba que mueva el refrigerante (Reay & Kew, 2014).

En parte, su alta tasa de transferencia de calor se debe al flujo del refrigerante, haciendo que el intercambio de calor en el dispositivo se dé por medio de convección, método de transferencia de calor que suele involucrar flujos de calor mayores que la conducción. La alta tasa de transferencia de calor de estos dispositivos también se debe al cambio de fase del fluido de trabajo, pues para que ocurra el cambio de fase se necesita que el fluido absorba una cantidad considerable de calor latente, lo cual permite transportar el calor de una zona a otra del dispositivo sin que haya un cambio de temperatura significativo en el termosifón (Reay & Kew, 2014). Gracias a la capacidad de los termosifones de transferir altas tasas de calor tienen una variedad de usos que no se limitan a la refrigeración de electrónicos, siendo utilizados como el medio para extraer el calor en pozos geotérmicos (Vasiliev, Grakovich, Rabetsky, Zhuravlyov, & Vassiliev, 2018). Otra aplicación práctica de estos elementos es en los calentadores solares de agua, en los cuales se suele dar el problema que cuando la temperatura del ambiente está por debajo de los 0 °C el agua en las tuberías se congela, sin embargo, gracias a la presión de vacío que se encuentra en estos elementos la temperatura de congelación del agua se encuentra a una temperatura menor que los 0 °C y gracias a su capacidad de transferencia de calor se acopla idealmente en esta aplicación (Zhang, 2018).

Sin embargo, los termosifones presentan una limitante en su funcionamiento: debido a su dependencia a la gravedad la configuración del sistema en la que se implementan se ve comprometida, pues debe de tener espacio vertical libre sobre el sistema a refrigerar. Ya que el condensado es desplazado por la gravedad, para volver al extremo a refrigerar este debe de estar verticalmente debajo del punto donde se forma el condensado. Si bien se han realizado diseños en los que el termosifón se posiciona en diagonal para tener más libertad respecto al posicionamiento, la necesidad de tener el punto de condensación por encima del punto a refrigerar persiste. Debido a esta limitante se han diseñado los caloductos, dispositivos similares a los termosifones donde los tubos están forrados de materiales que permiten que a través de capilaridad el condensado regrese a la región de

evaporación. Esto permite que la posición de la zona de evaporación (la zona a refrigerar) no esté restringida a ninguna ubicación específica. Para evaluar el desempeño estos dispositivos se calcula su *coeficiente equivalente de conductividad térmica*, que en el caso de un caloducto de cobre puede ser cientos de veces más alto que una barra de cobre sólida del mismo tamaño (Reay & Kew, 2014).

Figura 1. Diagrama para diseño de caloductos



Fuente: Reay y Kew (2014). Heat Pipes – Theory, Design and Applications.

El proceso de diseño de un caloducto se puede realizar al seguir el procedimiento descrito en la Figura 1, sin embargo, si se va a utilizar este diagrama para diseñar termosifones hay ciertos parámetros que no aplican por la ausencia del forro interno, los cuales son la selección del forro representada por el tercer cuadrante, mientras que en el cuarto cuadrante son el límite de absorción denominado, el límite de evaporación y el límite de arrastre, los cuales están definidos por propiedades del material del forro (Reay & Kew, 2014):

Por otra parte, para la selección del fluido de trabajo, así como el material de la tubería a utilizar se pueden utilizar las Figuras 2 y Figura 3 contemplando las temperaturas de trabajo, así como la compatibilidad entre material/fluido (Reay & Kew, 2014).

Figura 2. Propiedades de fluido de trabajo para caloductos

Table 3.1			
Heat Pipe Working Fluids			
Medium	Melting Point (°C)	Boiling Point at Atmospheric Pressure (°C)	Useful Range (°C)
Helium	-271	-261	-271 to -269
Nitrogen	-210	-196	-203 to -160
Ammonia	-78	-33	-60 to 100
Pentane	-130	28	-20 to 120
Acetone	-95	57	0 to 120
Methanol	-98	64	10 to 130
Flutec PP2 ¹	-50	76	10 to 160
Ethanol	-112	78	0 to 130
Heptane	-90	98	0 to 150
Water	0	100	30 to 200
Toluene	-95	110	50 to 200
Flutec PP9 ¹	-70	160	0 to 225
Thermex ²	12	257	150 to 350
Mercury	-39	361	250 to 650
Caesium	29	670	450 to 900
Potassium	62	774	500 to 1000
Sodium	98	892	600 to 1200
Lithium	179	1340	1000 to 1800
Silver	960	2212	1800 to 2300

Note: The useful operating temperature range is indicative only. Full properties of most of the above are given in Appendix 1.
¹Included for cases where electrical insulation is a requirement.
²Also known as Dowtherm A, a eutectic mixture of diphenyl ether and diphenyl.

Fuente: Reay y Kew (2014). Heat Pipes – Theory, Design and Applications.

Figura 3. Compatibilidad de materiales para caloductos

Table 3.7		
Hughes Aircraft Compatibility Recommendations		
	Recommended	Not Recommended
Ammonia	Aluminium	Copper
	Carbon steel	
	Nickel	
	Stainless steel	
Acetone	Copper	
	Silica	
	Aluminium ¹	
	Stainless steel ¹	
Methanol	Copper	Aluminium
	Stainless steel	
	Silica	
Water	Copper	
	Monel	
	347 Stainless steel ²	Stainless steel
		Aluminium
		Silica
		Inconel
		Nickel
	Carbon steel	
Dowtherm A	Copper	
	Silica	
	Stainless steel ³	
Potassium	Stainless steel	Titanium
	Inconel	
Sodium	Stainless steel	Titanium
	Inconel	

Note: Type 347 stainless steel as specified in AISI codes does not contain tantalum. AISI type 348, which is otherwise identical except for a small tantalum content, should be used in the United Kingdom (Authors). Work on water in steel heat pipes is also discussed later in this chapter.

¹The use of acetone with aluminium and/or stainless steel presented problems to the authors, but others have had good results with these materials. The problem may be temperature-related; use with caution.

²Recommended with reservations.

³This combination should be used only where some non-condensable gas in the heat pipe is tolerable, particularly at higher temperatures.

Fuente: Reay y Kew (2014). Heat Pipes – Theory, Design and Applications.

D. Elementos finitos

El método de elementos finitos consiste en dividir un cuerpo en varios elementos los cuales están relacionados entre sí por medio de ecuaciones algebraicas. El número de elementos en los que se divide el cuerpo es finito debido a la limitante en la capacidad de procesamiento de las computadoras, por lo que el resultado obtenido es un aproximado a la respuesta real. Todos los problemas que se resuelven por medio de elementos finitos tienen un comportamiento similar: una acción genera un comportamiento en el cuerpo el cual está delimitado por una propiedad del material del cuerpo. Se suele desconocer el comportamiento que el cuerpo experimenta ante tal acción, por lo que los parámetros conocidos con los que se establece la simulación son la acción y la propiedad del cuerpo (de Weck & Kim, 2014).

Si bien los métodos de elementos finitos son herramientas valiosas debido a la versatilidad de su aplicabilidad, ya que se pueden aplicar en ámbitos térmicos, estructurales, eléctricos, etc., es crucial que el usuario disponga del conocimiento necesario para saber configurar la herramienta a utilizar para que la respuesta obtenida por el usuario sea lo más apegada a la realidad posible. También es imprescindible que el usuario posea conocimientos del fenómeno a simular para que pueda evaluar la lógica de las respuestas obtenidas pues estas son aproximaciones al comportamiento real del caso analizado (de Weck & Kim, 2014). Una de las mayores ventajas que presenta utilizar un programa de elementos finitos como ANSYS es que se evita el desperdicio de materiales y dinero de fabricación de modelos y prototipos con materiales innecesariamente costosos al realizar pruebas a través de simulaciones (Subbiah, 2016).

ANSYS es uno de los programas de elementos finitos más utilizados, este tiene distintos módulos los cuales permiten distintos tipos de análisis según el fenómeno que se desea simular, siendo uno de estos módulos Icepak. Icepak permite la simulación térmica de componentes electrónicos como los encapsulados de circuitos integrados, placas de circuitos impresos y sistemas electrónicos completos. Este módulo permite realizar simulaciones de transferencia de calor y contemplar el flujo de fluidos en el espacio en el que se encuentra el circuito para una varia gama de aplicaciones electrónicas, cuyos modelos pueden ser importadas directamente (ANSYS, 2011). Otro módulo de ANSYS que permite el análisis de transferencia de calor para componentes electrónicos es Fluent, el cual se enfoca en el análisis de fluidos con cuerpos sólidos. En este módulo se puede modificar el comportamiento del fluido que circunda un elemento para simular la interacción térmica entre el fluido y el elemento sólido (ANSYS, 2011).

E. Cámaras termográficas

La importancia de la temperatura de un elemento depende de su aplicación: hay momentos en los que solamente interesa la temperatura del elemento en un único punto y otras donde la temperatura del elemento entero o partes de este son relevantes, en casos como el último se utilizan cámaras termográficas. Las cámaras termográficas son herramientas de medición térmica que funcionan sin la necesidad de entrar en contacto con el elemento del cual se desea obtener la temperatura. Estas cámaras detectan la energía

infrarroja que emite, transmite o refleja cualquier elemento a una temperatura sobre el cero absoluto. La cámara representa esta energía de forma gráfica en un termograma: una imagen térmica de un objeto que está emitiendo, transmitiendo o reflejando la energía en cuestión, aplicando una escala de color correspondiente a la temperatura asociada con la energía (Omega, 2019).

Ya que la imagen producida por la cámara representa la intensidad de la radiación es necesario aumentar la emisividad del cuerpo. La emisividad de un cuerpo es definida como la capacidad de este de emitir radiación infrarroja, se conoce como la emisividad de un emisor perfecto, también llamado *cuerpo negro*, a aquella emisividad con valor de 1, sin embargo, los cuerpos que se suelen medir con cámaras termográficas no son emisores perfectos, lo cual aumenta el error de la medición térmica realizada. Los materiales no metálicos suelen tener emisividades de 0.9, mientras que metales pulidos suelen tener emisividades de 0.05 a 0.1, haciendo que las lecturas termográficas realizadas a estos cuerpos sean muy poco fiables, sin embargo, existen métodos para mejorar la emisividad del elemento para que las lecturas térmicas sean más fiables. Una alternativa es el uso de cinta de aislar en la superficie que se desea medir, pues estas suelen tener emisividades de aproximadamente 0.95, mejorando la fiabilidad de los resultados. Otra alternativa es pintar el exterior del elemento, puede ser con pinturas que no sean metálicas, o incluso con corrector (Flir, 2015).

V. METODOLOGÍA

A. Fabricación del termosifón

1. Diseño del termosifón

Siguiendo el diagrama presentado en el marco teórico, se comenzó definiendo los parámetros del diseño. En términos de la geometría, debido a la configuración del Raspberry el ancho máximo que podía tener el termosifón para poder acoplarse al procesador es de 3.95 cm. Debido a que el termosifón se diseñó y fabricó antes de realizar cualquier medición, se desconocían las temperaturas operativas que este iba a alcanzar, sin embargo, la temperatura máxima sugerida que debe de alcanzar el procesador al momento de correr el código utilizado para las mediciones es de 80 °C, por lo que se estimó que esta sería la máxima temperatura que el termosifón alcanzaría prácticamente. Por otra parte, la temperatura mínima del termosifón se estimó como 30 °C, pues la temperatura ambiental medida durante la etapa de diseño rondaba entre los 23.9 °C y 25.0 °C, por lo que se estimaba que al menos habría un aumento de 5 °C del termosifón respecto a la temperatura ambiental. Como se mencionó previamente, durante la etapa de diseño no se habían realizado mediciones, por lo que el flujo de calor no se conocía, sin embargo, se estimó que el flujo máximo que se iba a presentar tendría una magnitud del TDP del Raspberry Pi 2 B (4 W) dividido el área del procesador ($1.96 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$), lo cual resultó en un flujo de calor máximo de 20408.16 W/m².

Durante el proceso de diseño la única medición que se pudo realizar fue ejecutar el código con el que se iban a realizar las mediciones y ver la temperatura del procesador con el disipador acoplado. Esto se hizo para definir cuánto tiempo debería de tomar las pruebas al momento de realizar las mediciones termográficas y para tener una idea de la presión de vacío que debería de tener el termosifón para que la temperatura de saturación del agua estuviera cerca a la temperatura del procesador. Al realizar esta prueba se observó que la temperatura del procesador no presentó cambios significativos pasados los 10 minutos de ejecutar el código *stress* (el cual es el código utilizado para que el procesador opere a una marcha demandante y genere calor), por lo que se definió este tiempo de 10 minutos como el tiempo adecuado para ejecutar el código durante las pruebas. De esta misma forma, se realizaron 3 mediciones con el código ejecutándose durante 10 minutos y se observó que la temperatura del procesador rondaba los 65 °C, por lo que se buscó la presión de saturación tal que la temperatura de saturación del agua estuviera cercana a esta temperatura. Debido a que no se sabía si al acoplar el termosifón se alcanzaría una temperatura mayor o menor que la que se obtuvo con el disipador se decidió estimar que sería una temperatura superior a la obtenida pues se recomendaba detener el código si la

temperatura del procesador se superaba los 80 °C, por lo que se asumió que esta temperatura sería el caso práctico extremo (Core Electronics, 2017). De esta forma se escogió una presión de vacío de -20 in Hg pues era una medida de presión exacta proporcionada por el vacuómetro incorporado en la bomba de vacío a utilizar, con lo que se tendría certeza de la magnitud de la presión de vacío del elemento. Esta presión de vacío resultaría en una presión interna absoluta de 33.5722 kPa. La temperatura de saturación correspondiente a esta presión es de 71.60 °C, la cual se obtuvo al interpolar las temperaturas de saturación de tablas de agua saturada respecto a las presiones de saturación de 31.202 kPa y 38.597 kPa (Cengel & Boles, 2011).

El termosifón se armaría con 4 codos de cobre de 1/4", por lo que se estimó la cantidad de vapor saturado que ocuparía el mismo volumen interno disponible. El volumen interno estimado del termosifón sería de $4.89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, por lo que con la densidad del vapor saturado a la presión de 33.5722 kPa se calculó que se necesitarían $1.04 \times 10^{-6} \text{ kg}$, para ocupar ese espacio. Con la densidad del líquido saturado a esa misma presión se calculó que se necesitaría introducir 0.001 mL como mínimo para tener la certeza que al evaporarse el líquido en el termosifón iba a abarcar todo el volumen interno. Se ingresó 1 mL de agua en el termosifón pues es una cantidad de agua superior al valor mínimo calculado previamente y que no iba a ocupar todo el volumen interno del elemento.

Con estos parámetros, se escogió tentativamente como fluido de trabajo agua, pues su rango de temperaturas de operación abarcaba el rango de temperatura estimado del termosifón. Posteriormente, se procedió a escoger el material del que se iba a realizar el termosifón, el cual fue cobre por ser un material compatible con el agua. Como se fabricó un termosifón y no un caloducto, se obviaron ciertos parámetros del diagrama presentado en el marco teórico, pues no había ningún material que fuera a forrar el interior de la tubería. Posteriormente se definieron los límites operativos del fluido de trabajo para verificar que este fuera el ideal para la aplicación del termosifón.

Los límites operativos calculados fueron los valores máximos dados por los límites sónicos y viscosos del fluido de trabajo. Para definir el calor máximo por el parámetro sónico se utilizó la siguiente ecuación (Reay & Kew, 2014):

$$\begin{aligned} \dot{q} &= 0.474 h_{fg} (\rho_g P_g)^{0.5} = 0.474 \left(2329.03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \sqrt{\left(0.212 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (33572.2 \text{ Pa})} \\ &= 9.32 * 10^4 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} = 9.32 * 10^7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

Donde:

- h_{fg} : entalpía de evaporación a la presión interna del termosifón (Cengel & Boles, 2011).
- ρ_g : densidad del vapor saturado a la presión dada (Cengel & Boles, 2011).

- P_g : presión del vapor, en este caso, presión interna del termosifón.

Por otro lado, el calor máximo por el parámetro de viscosidad se define como (Reay & Kew, 2014):

$$\dot{q} = \frac{r_g h_{fg} \rho_g P_g}{16 \mu_g l_{eff}} = \frac{0.5(0.0083 \text{ m}) \left(2329.03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \left(0.212 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (33572.2 \text{ Pa})}{16 (0.322 * 10^{-3} \text{ Pa} * \text{s})(0.02936 \text{ m})}$$

$$= 4.55 * 10^8 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} = 4.55 * 10^{11} \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Donde:

- h_{fg} : entalpía de evaporación a la presión interna del termosifón (Cengel & Boles, 2011).
- ρ_g : densidad del vapor saturado a la presión dada (Cengel & Boles, 2011).
- P_g : presión del vapor, en este caso, presión interna del termosifón
- r_g : es el radio del evaporador.
- μ_g : es la viscosidad dinámica del vapor a la temperatura y presión de saturación (Engineering ToolBox, 2004).
- l_{eff} : la longitud efectiva del evaporador.

Como se puede observar, los flujos de calor máximos tanto por el parámetro de viscosidad como por el parámetro sónico para el agua están muy por encima del flujo máximo estimado, por lo que se concluyó que el agua es un fluido de trabajo aceptable para la fabricación del termosifón.

2. Pasos de manufactura del termosifón

- Soldar 4 codos de cobre de 1/4'' con estaño y un soplete para formar un cuadrado.
- Con una broca de 1/8'' abrir dos agujeros.
- Colocar el extremo de un tubo capilar de 5 cm en cada agujero realizado.
- Soldar los tubos capilares con el termosifón utilizando estaño y un soplete.
- Sumergir uno de los extremos de uno de los tubos capilares en 1 mL de agua y succionar por el extremo del otro tubo, para que el agua entre en el termosifón.
- Sellar extremo de uno de los tubos capilar soldándolo con estaño.
- Introducir el extremo del tubo capilar con el extremo abierto en una válvula de 1/4'' soldable.
- Fijar el tubo capilar en la válvula apretando con un alicate y luego soldando la unión.

- i. Montar válvula con una bomba de vacío y encender esta hasta llevar la presión interna a -20 in Hg.
- j. Apagar bomba de vacío.
- k. Apretar con el alicate en dos partes del tubo capilar que conecta al termosifón con la válvula para impedir la pérdida del vacío al cortar el tubo capilar.
- l. Cortar tubo capilar en un extremo más cercano a la válvula que las dos secciones apretadas en el paso anterior para que la presión interna del termosifón se mantenga.
- m. Rápidamente soldar el extremo del tubo capilar cortado con estaño y un soplete para mantener la presión interna del termosifón.

B. Medición operativa de los métodos

1. Tamaño de la muestra

Para poder dar certeza de que un dato estadístico puede representar a una población se necesita un tamaño de muestra. Este se puede estimar con la expresión:

$$n = \frac{z_{\alpha}^2 \sigma^2}{E^2}$$

Donde n es el tamaño de muestra, z es un valor dependiente del valor de confianza que se quiere para el muestreo, E es el margen de error que se está dispuesto a aceptar y σ es la desviación estándar del comportamiento del fenómeno. En dado caso no se conozca este valor una buena aproximación de desviación estándar es un cuarto de la diferencia entre el valor mínimo y máximo que se pensaría que se obtendría en la muestra. Seleccionando un nivel de confianza de 99% se obtiene un valor de z de 2.576. Se estima que la diferencia entre el mínimo y máximo de las medidas de temperatura van a ser 10 °C, por lo que la desviación estándar sería de 2.5. El error aceptado será de 2 °C (Anderson, Sweeney, & Williams, 2012)

Con estos parámetros se obtiene un tamaño de muestra de:

$$n = \frac{(2.576)^2 * (2.5)^2}{(2)^2} = 10.37 \approx 11$$

Sin embargo, como el valor de la desviación estándar fue estimado, se realizan 12 mediciones de cada uno de los métodos para mejorar la representación de las muestras con respecto al comportamiento de cada método al momento de realizar las mediciones operativas.

2. Pasos para realizar las mediciones

1. Adherir dispositivo de refrigeración en el procesador, siguiendo los pasos propuestos en la guía “How to Apply Thermal Paste and How it Works” (Intel, 2019).
2. Colocar cinta de aislar en la superficie de los dispositivos de refrigeración para que las termografías sean más precisas.

3. Encender computadora.
4. Conectar Raspberry a la computadora con cable ethernet.
5. Conectar sensor LM35 a un Arduino Uno de tal forma que, al ver la superficie plana del sensor, el pin izquierdo del sensor vaya a 5V del Arduino, el pin central vaya a A0 en el Arduino y el pin derecho del sensor vaya a GND del Arduino.
6. Colocar el sensor LM35 suspendido en el aire cerca de donde se encuentra el Raspberry.
7. Abrir PuTTY en la computadora.
8. En PuTTY conectar a la IP: *raspberrypi.local* en el puerto 22, por conexión SSH y *Default Settings*.
9. Introducir usuario *pi* y contraseña *raspberry*.
10. Introducir el código de la figura 4 en el Arduino para registrar la temperatura ambiente detectada por el sensor:

Figura 4. Código para sensor de temperatura

```
int v_analogo;
int tP = A0;

void setup()
{
  Serial.begin(4800);
}
void loop()
{
  v_analogo = analogRead(tP);
  float conv = ( v_analogo/1024.0)*5000;
  float temp_c = conv/10;
  float farh = (temp_c*9)/5 + 32;

  Serial.print(temp_c);
  Serial.println();
  delay(10000);
}
```

Fuente: Elaboración propia.

11. Ingresar el código:

stress -c 4 -t 600s & while true; do vgencmd measure_temp; sleep 10; done

En negrilla se asigna el tiempo en segundos por el cual se va a ejecutar el programa. El código desplegará la temperatura del procesador cada 10 segundos. Correr simultáneamente el código del Arduino en el Monitor Serial (presionando Ctr+Shift+M) en el canal 4800.

12. La prueba de estrés solo se detendrá una vez el tiempo establecido haya concluido. Para detener las mediciones de temperatura presionar Ctrl+C.
13. Tomar termografía del dispositivo justo al terminar la prueba de estrés del procesador en la sección donde se adhiera la cinta de aislar.
14. Copiar los registros de temperatura del procesador desplegados por el programa de estrés del Raspberry en una hoja de Excel hasta que haya concluido el programa de estrés junto a los registros de temperatura desplegados por el monitos serial del Arduino.
15. Dejar enfriar el procesador por 10 minutos.
16. Repetir pasos 11 a 15 el número de veces sea necesario para alcanzar el número de mediciones requerido para el muestreo.

C. Procesamiento de mediciones

1. Caracterización estadística de la muestra

En cada medición se registró la temperatura ambiental medida por el sensor LM35 y la temperatura del procesador durante los 10 minutos en los que el programa de estrés se ejecutó y se tomó una termografía del elemento de refrigeración al momento en el que dicho programa finalizó su ejecución, es decir, al transcurrir 10 minutos. Posteriormente, se tabuló la temperatura ambiente (obtenida del sensor LM35), la temperatura del procesador (desplegada por el programa de estrés ejecutado), la temperatura superficial del elemento de refrigeración (obtenida de la termografía) y la máxima temperatura superficial registrada (obtenida de la termografía) en el momento en el que se tomó la termografía en cada una de las 12 mediciones realizadas con cada método de refrigeración. Con estas mediciones se calcularon los valores promedio y desviación estándar de los cuatro parámetros mencionados previamente y se utilizaron los valores promedio para realizar los cálculos que se mencionarán a continuación en dado caso alguno de estos parámetros sea necesario. Por otra parte, para comparar los resultados de las simulaciones con el comportamiento térmico real de los métodos se utilizó la termografía de una de las mediciones realizadas con el método respectivo de la simulación. El criterio de selección de la termografía utilizada fue que presentara uno de los menores diferenciales de temperatura respecto a los valores promedio tanto de la temperatura superficiales del elemento como de la ambiental, para corroborar que los cálculos realizados a partir de los valores promedio representaran adecuadamente el caso real seleccionado y que los parámetros térmicos ingresados en la simulación fueran lo más cercanos al caso real con el que se iban a comparar.

2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección

Primero se utilizó una correlación para definir el coeficiente de transferencia de calor por convección del ambiente. Esto se realizó utilizando el número de Nusselt (ASHRAE, 2017).

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = f(Ra_{lc}, Pr)$$

Donde:

- Nu= número de Nusselt
- h: coeficiente de transferencia de calor por convección
- k: conductividad térmica del fluido
- Lc= longitud característica (en el caso de un disipador es su altura)

Es decir, el número de Nusselt también se puede definir como una función del número de Rayleigh y el número de Prandtl. De forma general se define que:

$$\Delta t = t_s - t_\infty$$
$$Gr = \frac{g\beta\rho^2|\Delta t|L_c^3}{\mu^2}$$
$$Pr = \frac{c_p\mu}{k}$$
$$Ra = GrPr$$

Donde:

- t_s : temperatura superficial del elemento de refrigeración
- t_∞ : temperatura ambiental
- g: gravedad
- β : coeficiente de expansión térmica
- ρ : densidad del aire
- Lc= longitud característica (en el caso de un disipador es su altura)
- c_p : calor específico isobárico
- μ : viscosidad dinámica

- k: conductividad térmica del fluido
- Ra: número de Rayleigh
- Pr: número de Prandtl.
- Gr: número de Grashof.

Al momento de definir las variables anteriores, todas las propiedades del fluido (aire) se calculan a la temperatura promedio entre la temperatura superficial del disipador y la temperatura ambiental, exceptuando el coeficiente de expansión térmica cuyo valor corresponde a la temperatura ambiental. Para una placa vertical se tienen distintas correlaciones para definir el número de Nusselt, las cuales dependen del número de Rayleigh (ASHRAE, 2017), las cuales son para procesos en los que la temperatura superficial del disipador es constante:

$$10^{-1} < Ra < 10^9 \rightarrow Nu = 0.68 + \frac{0.67 * Ra^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}}$$

$$10^9 < Ra < 10^{12} \rightarrow Nu = \left(0.825 + \frac{0.387 * Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}}\right)^2$$

Mientras que para aquellas en las que el flujo de calor es constante, como se asumió el fenómeno analizado en este análisis pues tanto la fuente de calor como el proceso el cual esta realiza para generar dicho calor se mantienen constantes, es:

$$10^{-1} < Ra < 10^{12} \rightarrow Nu = \left(0.825 + \frac{0.387 * Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.437}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}}\right)^2$$

Por lo que, al conocer el número de Nusselt, el largo característico del disipador y el coeficiente de transferencia de calor por conducción del aire, se puede definir el coeficiente de intercambio de calor por convección del ambiente donde se realizaron las pruebas, el cual se consideró constante para ambos elementos por encontrarse en el mismo ambiente para ambas mediciones.

3. Procedimiento del cálculo del flujo de calor disipado

En el caso del disipador se adoptó el modelo de un conjunto de aletas cuadradas para representar al disipador. Se calcularon la longitud equivalente, área y eficiencia de la aleta con las siguientes expresiones (Cengel & Ghajar, 2011):

$$m = \sqrt{2 \frac{h}{kt}}$$

$$L_c = L + \frac{t}{2}$$

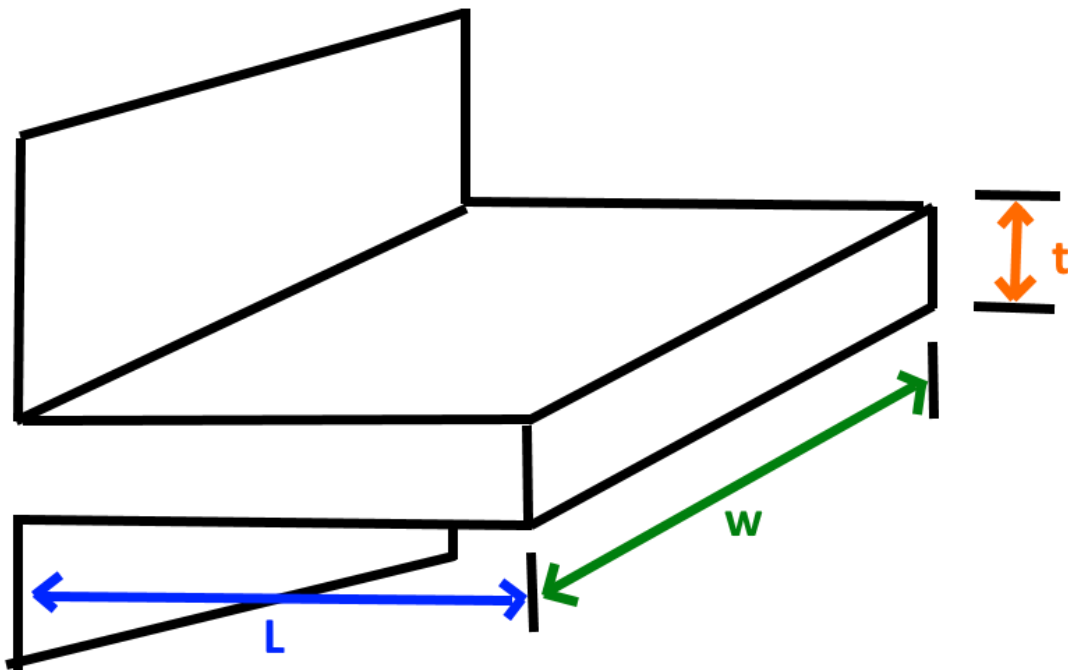
$$A_{aleta} = 2wL_c$$

$$A_{tot\ aleta} = 7 * A_{aleta}$$

$$\eta = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c}$$

Donde h corresponde al coeficiente de transferencia de calor por convección del ambiente donde se encuentra el disipador, k la conductividad del material del cual está hecho el disipador, en este caso aluminio, η es la eficiencia de la aleta y el resto son medidas de la aleta que se presentan en la Figura 5:

Figura 5. Representación geométrica de la aleta



Fuente: Elaboración propia.

Una vez calculados estos parámetros, se utilizó la siguiente expresión para definir la resistencia térmica equivalente del disipador.

$$\dot{Q}_{aleta} = \eta h A_{tot\ aleta} (T_{base} - T_{\infty}) = \frac{T_{base} - T_{\infty}}{R}$$

$$\rightarrow R_{disipador} = \frac{1}{\eta h A_{tot\ aleta}}$$

Esto se realizó pues hasta este punto no se había contemplado el impacto que la pasta térmica podría tener sobre el sistema, pues representaba una resistencia térmica adicional. Para calcular la resistencia térmica equivalente de la pasta térmica se utilizó la siguiente expresión:

$$R_{pasta} = \frac{L_{pasta}}{k_{pasta} A_{base}}$$

Donde el largo de la pasta equivale al espesor de la capa aplicada, el cual tenía un valor de 0.5 mm, el área era equivalente al área de contacto que la capa iba a tener con el disipador, en este caso serían $1.96 * 10^{-4} \text{ m}^2$, y la conductividad térmica de la pasta, el cual para la pasta utilizada corresponde a un valor de $0.965 \frac{W}{m \cdot K}$ (Manhattan, 2020).

Posteriormente, se contempló el modelo como si las resistencias térmicas estuvieran en serie, puesto que el calor primero pasaría por la pasta térmica para luego alcanzar el disipador, por lo que el calor disipado resultante sería:

$$\dot{Q}_{disipado} = \frac{T_{base} - T_{\infty}}{R_{disipador} + R_{pasta}}$$

Una vez obtenido el calor disipado por el elemento y contemplando que se encuentra en equilibrio térmico se calcularon los flujos de calor de entrada y de salida de dicho método con las expresiones:

$$\dot{q}_{in} = \frac{\dot{Q}_{disipado}}{A_{base}}$$

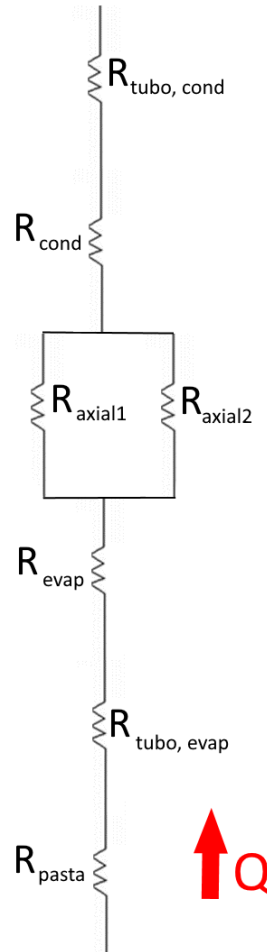
$$\dot{q}_{out} = \frac{\dot{Q}_{disipado}}{A_{tot\ aleta}}$$

Donde el área de la base es el área a través la cual el elemento tiene contacto con la pasta térmica, que en este caso tiene una magnitud de $1.96 * 10^{-4} \text{ m}^2$, mientras que el área total de la aleta es el área de cada aleta que conforma el disipador.

En el caso del termosifón, también se utilizó la misma expresión para calcular el calor disipado por este elemento, pues se puede utilizar para calcular el calor disipado por aletas de geometrías distintas (Cengel & Ghajar, 2011). Se debe recordar que para las expresiones de los flujos de calor para el termosifón las áreas van a ser distintas, pues en lugar del área total de la aleta sería el área total expuesta al ambiente de este método, mientras que el área de la base sería el área que tenía contacto directo con la pasta térmica, la cual tiene una magnitud de $8.8 * 10^{-5} \text{ m}^2$. Para calcular la resistencia térmica equivalente

del termosifón y ajustando el modelo presentado por Shanmuga y Bhaskaran, se utilizó la configuración en la Figura 6 para representar las resistencias:

Figura 6. Representación de la resistencia térmica del termosifón



Fuente: Elaboración propia.

Luego de definir las resistencias que componían el termosifón era necesario calcular cada resistencia térmica equivalentes. Para cada una de estas resistencias existen expresiones para estimar sus valores (Shanmuga & Bhaskaran, 2011). Dichas expresiones adecuadas al caso analizado son:

$$h_{evap} = 0.32 q_{in}^{0.4} * \left\{ \frac{\rho_l^{0.65} K_l^{0.3} C_{pl}^{0.7} g^{0.2}}{\rho_g^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \right\} * \left(\frac{P_{sat}}{P_{amb}} \right)^{0.3}$$

$$h_{cond} = 0.943 \left\{ \frac{\rho_l g K_l^3 (\rho_l - \rho_v) [h_{fg} + 0.68 C_{pl} (T_{sat} - T_w)]}{\mu_l L_{cond} (T_{sat} - T_w)} \right\}^{0.25}$$

$$R_{evap} = \frac{1}{h_{evap} * A_{evap,int}} = \frac{1}{h_{evap} * \pi D_{int} L_{evap}}$$

$$R_{cond} = \frac{1}{h_{cond} * A_{cond,int}} = \frac{1}{h_{cond} * \pi D_{int} L_{cond}}$$

$$R_{tubo,evap} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi K_{tubo} L_{evap}}$$

$$R_{tubo,cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi K_{tubo} L_{cond}}$$

$$R_{axial} = \frac{0.5 L_{evap} + L_{axial} + 0.5 L_{cond}}{K_{tubo} A_{cs}} = \frac{0.5 L_{evap} + L_{axial} + 0.5 L_{cond}}{K_{tubo} \left(\frac{\pi}{4} * (D_{ext}^2 - D_{int}^2)\right)}$$

$$R_{termosifón} = R_{pasta} + R_{tubo,evap} + R_{evap} + R_{tubo,cond} + R_{cond} + \frac{1}{\frac{2}{R_{axial}}}$$

Donde:

- Todas las propiedades con subíndice l hacen referencia a agua líquida, subíndice g a vapor. Se utilizaron las propiedades del agua a la temperatura promedio tomada con la termografía, exceptuando la densidad, la cual se tomó como la densidad de líquido saturado a la presión interna del termosifón.
- h_{fg} : entalpía de evaporación
- ρ : densidad
- g : gravedad
- μ : viscosidad dinámica
- K : coeficiente de conductividad térmica
- C_p : calor específico.
- A_{cs} : área de sección transversal
- L_{evap} : la longitud de tubería que corresponde al evaporador
- L_{cond} : la longitud de tubería que corresponde al condensador
- L_{axial} : la longitud de tubería de cualquiera de los tramos que conecta el evaporador con el condensador.

En el caso de la resistencia térmica de la pasta se calcula de la misma forma que se hizo para el disipador, sin embargo, el área de la base en este caso tiene un valor de $8.8 * 10^{-5} \text{ m}^2$.

Como se puede observar, para determinar la resistencia térmica del evaporador es necesario conocer el flujo de calor de entrada al sistema, por lo que este se estimó como el flujo de calor de entrada que debía de existir en el disipador para que existiera equilibrio térmico con el flujo de calor disipado al ambiente, es decir, para tener una aproximación inicial de la resistencia térmica del termosifón y así del calor disipado por este se asumió que:

$$\dot{q}_{in \text{ disipador}} = \dot{q}_{in \text{ termosifón}}$$

Con esta aproximación se logró tener un calor disipado al ambiente por el termosifón, con el cual se calculó el calor de entrada que realmente debía entrar al termosifón para que este estuviera en equilibrio térmico. Con este nuevo calor de entrada se realizó un proceso iterativo para calcular la resistencia térmica equivalente del termosifón. Este proceso iterativo se realizó hasta que existiera una diferencia en el calor de anterior respecto al actual inferior al 0.5%.

Es importante recalcar que para el cálculo del calor disipado para ambos métodos es necesario conocer la temperatura de la base. Esta temperatura se podría asumir como la temperatura del procesador registrada por el programa de estrés del Raspberry o como la temperatura de la base encontrada en las termografías. Para cada análisis se evaluó el calor disipado con ambos casos, para luego ser simulado.

4. Cálculo del flujo de calor disipado por el disipador

Para comenzar este cálculo se debía definir el coeficiente de transferencia de calor por convección experimentado por el disipador en el ambiente donde se realizaron las mediciones. El primer paso para obtener este coeficiente fue calcular los números de Grashof, Prandtl y Rayleigh. Para esto se interpolaron las siguientes propiedades del aire a las temperaturas establecidas en la sección VI.C.2: el coeficiente de expansión térmica (Engineering ToolBox, 2003), densidad (Engineering ToolBox, 2003), viscosidad dinámica (Engineering ToolBox, 2003), calor específico (Engineering ToolBox, 2004) y conductividad térmica (Engineering ToolBox, 2009). Los cálculos realizados otorgados fueron los siguientes:

$$Gr = \frac{g\beta\rho^2|\Delta t|L_c^3}{\mu^2}$$

$$= \frac{\left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) (0.003391 K^{-1}) \left(1.12338 \frac{kg}{m^3}\right)^2 |56.38 \text{ }^\circ C - 23.93 \text{ }^\circ C| (0.004m)^3}{\left(1.908 * 10^{-5} N * \frac{S}{m^2}\right)^2} = 239.54$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\left(1006.6628 \frac{J}{kg * K}\right) \left(1.908 * 10^{-5} N * \frac{S}{m^2}\right)}{\left(0.0273613 \frac{W}{m * K}\right)} = 0.7019$$

$$Ra = GrPr = (239.54)(0.7019) = 168.128$$

Posteriormente, se procedió a calcular el número de Nusselt en el caso en el que el flujo de calor es constante, cuyo valor fue:

$$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387 * (168.128)^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.437}{0.7019}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}}\right)^2 = 2.529$$

Finalmente, se obtuvo el coeficiente de transferencia de calor por convección con el ambiente que el disipador experimentó al momento de realizar las pruebas:

$$h = \frac{kNu}{L_c} = \frac{\left(0.02736 \frac{W}{m * K}\right)(2.529)}{(0.004 m)} = 17.3624 \frac{W}{m^2 * K}$$

Una vez calculado el coeficiente de transferencia de calor por convección, se calcularon los parámetros planteados por el modelo adoptado para calcular el calor disipado por el disipador. Para este cálculo, se requirió de la conductividad térmica del aluminio, que era el material del disipador (MatWeb, 2009).

$$m = \sqrt{2 \frac{h}{kt}} = \sqrt{2 \frac{\left(17.3624 \frac{W}{m^2 * K}\right)}{\left(210 \frac{W}{m * K}\right)(0.0008m)}} = 14.38 m^{-1}$$

$$L_c = L + \frac{t}{2} = (0.004 m) + \frac{0.0008 m}{2} = 0.0044 m$$

$$A_{aleta} = 2wL_c = 2(0.014 m)(0.0044 m) = 1.232 * 10^{-4} m^2$$

$$A_{tot aleta} = 7 * A_{aleta} = 7(1.232 * 10^{-4} m^2) = 8.624 * 10^{-4} m^2$$

$$\eta = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} = \frac{\tanh\left((14.38 m^{-1})(0.0044 m)\right)}{(14.38 m^{-1})(0.0044 m)} = 0.99867$$

Con estos parámetros se definió la resistencia térmica equivalente del disipador como:

$$R_{disipador} = \frac{1}{\eta h A_{tot aleta}} = \frac{1}{(0.99867) \left(17.3624 \frac{W}{m^2 * K}\right) (8.624 * 10^{-4} m^2)} = 66.874 \frac{K}{W}$$

Posteriormente, se calculó la resistencia térmica equivalente a la pasta térmica como:

$$R_{pasta} = \frac{L_{pasta}}{k_{pasta} A_{base}} = \frac{(0.0005 \text{ m})}{(0.965 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}})(1.96 * 10^{-4} \text{ m}^2)} = 2.646 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Con estas resistencias térmicas en serie y las temperaturas promedio se pudo calcular el calor disipado. Como se mencionó previamente, se analizó el caso en el que la temperatura de la base era igual a la temperatura del procesador, así como el caso en el que la temperatura de la base era la máxima temperatura medida a través de la termografía, por lo que ambos valores son:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{disipado} &= \frac{T_{base} - T_{\infty}}{R_{disipador} + R_{pasta}} \\ \dot{Q}_{disipado \text{ disipador } T_{cpu}} &= \frac{63.12 \text{ }^{\circ}\text{C} - 23.93 \text{ }^{\circ}\text{C}}{66.876 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 2.646 \frac{\text{K}}{\text{W}}} = 0.564 \text{ W} \\ \dot{Q}_{disipado \text{ disipador } T_{smax}} &= \frac{57.35 \text{ }^{\circ}\text{C} - 23.93 \text{ }^{\circ}\text{C}}{66.876 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 2.646 \frac{\text{K}}{\text{W}}} = 0.481 \text{ W} \end{aligned}$$

Sabiendo que el elemento se encuentra en equilibrio térmico se puede utilizar el calor disipado para obtener tanto el flujo de calor de entrada como de salida al dividirlo dentro de la respectiva área, ya sea el área de contacto con el procesador para el flujo de entrada o el área total de la aleta para el flujo de salida. Los valores resultantes son:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{in \text{ disipador } T_{cpu}} &= \frac{\dot{Q}_{disipado \text{ disipador } T_{cpu}}}{A_{base}} = \frac{0.564 \text{ W}}{(0.014 \text{ m})^2} = 2876.217 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \\ \dot{q}_{in \text{ disipador } T_{smax}} &= \frac{\dot{Q}_{disipado \text{ disipador } T_{smax}}}{A_{base}} = \frac{0.481 \text{ W}}{(0.014 \text{ m})^2} = 2452.748 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \\ \dot{q}_{out \text{ disipador } T_{cpu}} &= \frac{\dot{Q}_{disipado \text{ disipador } T_{cpu}}}{A_{tot \text{ aleta}}} = \frac{0.564 \text{ W}}{8.624 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 653.69 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \\ \dot{q}_{out \text{ disipador } T_{smax}} &= \frac{\dot{Q}_{disipado \text{ disipador } T_{smax}}}{A_{tot \text{ aleta}}} = \frac{0.481 \text{ W}}{8.624 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 557.44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

5. Cálculo del flujo de calor disipado por el termosifón

Como se mencionó previamente, era necesario realizar un proceso iterativo para determinar el flujo de calor correspondiente al termosifón, pues para determinar la resistencia térmica equivalente del método se necesitaba saber el flujo de calor de entrada, mientras que para conocer el flujo de calor de entrada se necesitaba saber el flujo calor disipado por estar en equilibrio térmico, por lo que para la primera iteración se asumió que el flujo de calor de entrada en el termosifón era igual al flujo de entrada del disipador que

compartía el mismo modelo de temperatura de base, es decir, para el modelo del termosifón que consideraba como temperatura de la base la temperatura del CPU se asumió para la primera iteración el calor de entrada del disipador que consideraba la temperatura de la base del CPU. Los resultados de dichas iteraciones se presentan en el Cuadro 1.

Cuadro 1. Flujo de calor de entrada en las iteraciones del cálculo de calor disipado para el termosifón

No. de iteración	1			2			3		
	q_in inicial (W/m ²)	q_in final (W/m ²)	Cambio (%)	q_in inicial (W/m ²)	q_in final (W/m ²)	Cambio (%)	q_in inicial (W/m ²)	q_in final (W/m ²)	Cambio (%)
Tbase = Tcpu	2876.22	16331.29	467.80%	16331.29	16348.05	0.10%	16348.05	16348.06	0.00%
Tbase = Tsmax	2452.75	11277.06	359.77%	11277.06	11288.31	0.10%	11288.31	11288.31	0.00%

Fuente: Elaboración propia.

Para esta tercera iteración, se utilizaron las propiedades del agua a las condiciones que se especificaron en la sección VI.C.2 a través de interpolación de las siguientes propiedades: densidad del líquido saturado (Cengel & Boles, 2011), conductividad térmica del líquido (Engineering ToolBox, 2018), calor específico del líquido (Engineering ToolBox, 2004) densidad de vapor saturado (Cengel & Boles, 2011), entalpía de evaporación (Cengel & Boles, 2011), viscosidad dinámica del líquido (Engineering ToolBox, 2004) y conductividad térmica del cobre (MatWeb, 2011). Los cálculos realizados para obtener la resistencia térmica equivalente del termosifón fueron:

$$h_{evap Tcpu} = 0.32 \left(16348.057 \frac{W}{m^2} \right)^{0.4} * \left\{ \frac{\left(976.601 \frac{kg}{m^3} \right)^{0.65} \left(0.63086 \frac{W}{m * K} \right)^{0.3} \left(4179.96 \frac{J}{kg * K} \right)^{0.7} \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)^{0.2}}{\left(0.21245 \frac{kg}{m^3} \right)^{0.25} \left(2329.03 \frac{kJ}{kg} \right)^{0.4} \left(0.00063 \frac{N * S}{m^2} \right)^{0.1}} \right\} * \left(\frac{33.5722 kPa}{95.912 kPa} \right)^{0.3} = 64778.88 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$h_{evap Tsmax} = 0.32 \left(11288.311 \frac{W}{m^2} \right)^{0.4} * \left\{ \frac{\left(976.601 \frac{kg}{m^3} \right)^{0.65} \left(0.63086 \frac{W}{m * K} \right)^{0.3} \left(4179.96 \frac{J}{kg * K} \right)^{0.7} \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)^{0.2}}{\left(0.21245 \frac{kg}{m^3} \right)^{0.25} \left(2329.03 \frac{kJ}{kg} \right)^{0.4} \left(0.00063 \frac{N * S}{m^2} \right)^{0.1}} \right\} * \left(\frac{33.5722 kPa}{95.912 kPa} \right)^{0.3} = 55859.69 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\begin{aligned}
h_{cond Tsmax} = h_{cond Tcpu} = & 0.943 \\
& * \left\{ \left(\left(976.601 \frac{kg}{m^3} \right) * \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) * \left(0.63086 \frac{W}{m * K} \right)^3 \right. \right. \\
& * \left(\left(976.601 \frac{kg}{m^3} \right) - \left(0.21245 \frac{kg}{m^3} \right) \right) \\
& * \left[\left(2329.03 \frac{kJ}{kg} \right) + 0.68 * \left(4179.96 \frac{J}{kg * K} \right) * \left((71.6026 \text{ } ^\circ\text{C}) - (41.91 \text{ } ^\circ\text{C}) \right) \right] \left. \right) \\
& \div \left(\left(\left(0.00063 \frac{N * S}{m^2} \right) * (0.02936 \text{ m}) * \left((71.6026 \text{ } ^\circ\text{C}) - (45.77 \text{ } ^\circ\text{C}) \right) \right) \right)^{0.25} \\
= & 4134.28 \frac{W}{m^2 * K}
\end{aligned}$$

$$R_{evap Tcpu} = \frac{1}{\left(64778.88 \frac{W}{m^2 * K} \right) * \pi(0.0079 \text{ m})(0.02936 \text{ m})} = 0.0212 \frac{K}{W}$$

$$R_{evap Tsmax} = \frac{1}{\left(55859.69 \frac{W}{m^2 * K} \right) * \pi(0.0079 \text{ m})(0.02936 \text{ m})} = 0.0246 \frac{K}{W}$$

$$R_{cond Tcpu} = R_{cond Tsmax} = \frac{1}{\left(4134.28 \frac{W}{m^2 * K} \right) * \pi(0.0079 \text{ m})(0.02936 \text{ m})} = 0.3319 \frac{K}{W}$$

$$R_{tubo, evap} = R_{tubo, cond} = \frac{\ln \left(\frac{0.5(0.0083 \text{ m})}{0.5(0.0079 \text{ m})} \right)}{2\pi \left(398 \frac{W}{m * K} \right) (0.02936 \text{ m})} = 0.00067 \frac{K}{W}$$

$$R_{axial} = \frac{0.5(0.02936 \text{ m}) + (0.02936 \text{ m}) + 0.5(0.02936 \text{ m})}{\left(398 \frac{W}{m * K} \right) \left(\frac{\pi}{4} * \left((0.0083 \text{ m})^2 - (0.0079 \text{ m})^2 \right) \right)} = 28.99 \frac{K}{W}$$

$$\begin{aligned}
R_{terminosifón Tcpu} = & 0.00067 \frac{K}{W} + 0.0212 \frac{K}{W} + 0.00067 \frac{K}{W} + 0.3319 \frac{K}{W} + \frac{1}{\frac{2}{28.99 \frac{K}{W}}} \\
= & 14.849 \frac{K}{W}
\end{aligned}$$

$$R_{\text{termosifón } T_{\text{max}}} = 0.00067 \frac{K}{W} + 0.0246 \frac{K}{W} + 0.00067 \frac{K}{W} + 0.3319 \frac{K}{W} + \frac{1}{\frac{2}{28.99} \frac{K}{W}}$$

$$= 14.853 \frac{K}{W}$$

Ya que la capa de pasta térmica aplicada en el termosifón tenía un área distinta a la que se aplicó en el disipador, se calculó esta resistencia térmica como:

$$R_{\text{pasta}} = \frac{(0.0005 \text{ m})}{\left(0.965 \frac{W}{m \cdot K}\right) * \left((1.36 * 10^{-2} \text{ m}) * (6.5 * 10^{-3} \text{ m})\right)} = 5.861 \frac{K}{W}$$

Por lo que el calor disipado con el ambiente por el termosifón con estas resistencias térmicas equivalentes fue:

$$\dot{Q}_{\text{disipado termosifón } T_{\text{cpu}}} = \frac{55.03 \text{ }^{\circ}\text{C} - 25.1 \text{ }^{\circ}\text{C}}{14.849 \frac{K}{W} + 5.861 \frac{K}{W}} = 1.445 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{disipado termosifón } T_{\text{max}}} = \frac{45.77 \text{ }^{\circ}\text{C} - 25.1 \text{ }^{\circ}\text{C}}{14.853 \frac{K}{W} + 5.861 \frac{K}{W}} = 0.998 \text{ W}$$

Y de igual forma que con el disipador, se calculó el flujo de calor de entrada y de salida del termosifón según el caso analizado. Cabe mencionar que el área superficial total del termosifón fue medida en inventor y tiene un valor de $5.26955 * 10^{-3} \text{ m}^2$.

$$\dot{q}_{\text{in termosifón } T_{\text{cpu}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{disipado termosifón } T_{\text{cpu}}}}{A_{\text{base}}} = \frac{1.445 \text{ W}}{\left((1.36 * 10^{-2} \text{ m}) * (6.5 * 10^{-3} \text{ m})\right)}$$

$$= 16348.057 \frac{W}{m^2}$$

$$\dot{q}_{\text{in termosifón } T_{\text{max}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{disipado termosifón } T_{\text{max}}}}{A_{\text{base}}} = \frac{0.998 \text{ W}}{\left((1.36 * 10^{-2} \text{ m}) * (6.5 * 10^{-3} \text{ m})\right)}$$

$$= 11288.311 \frac{W}{m^2}$$

$$\dot{q}_{\text{out termosifón } T_{\text{cpu}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{disipado termosifón } T_{\text{cpu}}}}{A_{\text{tot aleta}}}$$

$$= \frac{1.445 \text{ W}}{(5.26955 * 10^{-3} \text{ m}^2) - \left((1.36 * 10^{-2} \text{ m}) * (6.5 * 10^{-3} \text{ m})\right)}$$

$$= 278.928 \frac{W}{m^2}$$

$$\begin{aligned}
\dot{q}_{out \text{ termosifon } T_{smax}} &= \frac{\dot{Q}_{disipado \text{ termosifon } T_{smax}}}{A_{tot \text{ aleta}}} \\
&= \frac{0.998 \text{ W}}{(5.26955 * 10^{-3} \text{ m}^2) - ((1.36 * 10^{-2} \text{ m}) * (6.5 * 10^{-3} \text{ m}))} \\
&= 192.599 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}
\end{aligned}$$

D. Simulación en ANSYS

1. Proceso de simulación

Para ver la configuración de la simulación referirse al manual de simulación adjunto. Fuera de la configuración, el proceso consistió en comparar tanto el coeficiente promedio de intercambio de calor por convección calculado por la simulación con el valor que se obtuvo para el ambiente de las pruebas, como la temperatura superficial promedio del elemento con la temperatura medida de la termografía para verificar que los resultados se asemejaran a la realidad.

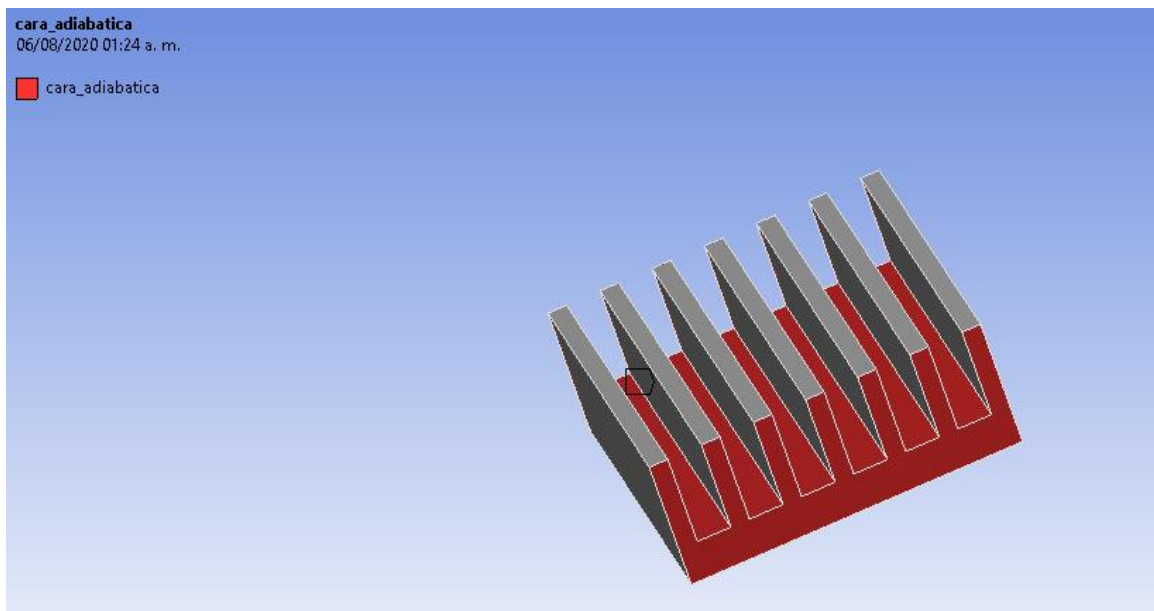
En el caso analizado se calculó el coeficiente de transferencia de calor por convección que existía en el ambiente de las pruebas y se modificó la velocidad del viento en la simulación con el fin de tener condiciones de simulación realistas, es decir, el coeficiente h fuera similar al teórico. Parte del propósito del trabajo era evaluar los parámetros a modificar para que la simulación, bajo condiciones realistas, otorgue resultados similares a la realidad sin la necesidad de tener mediciones prácticas previas, sin embargo, para poder predecir el comportamiento térmico de un elemento de refrigeración se necesitan conocer las condiciones ambientales y operativas del elemento, es decir, el rango térmico deseable para este elemento así como el coeficiente de transferencia de calor por convección del ambiente en el que se va a colocar el elemento. Si estas condiciones no se definen previo a la implementación del elemento no hay forma de poder predecir su comportamiento térmico de forma acertada. Como se pudo observar en el trabajo, conociendo los flujos de calor presentes sobre los elementos de refrigeración, así como el coeficiente de intercambio de calor por convección (que dependía de las condiciones térmicas del ambiente, así como del elemento), se obtuvo resultados bastante cercanos al comportamiento real del elemento por lo que determinar estos valores al momento de simular el comportamiento térmico de un elemento de refrigeración es fundamental. Para obtener las condiciones de simulación realistas se modificó la velocidad del fluido pues este parámetro tiene una influencia significativa en el coeficiente de intercambio de calor por convección del ambiente y los valores de este parámetro eran tales que otorgaran un coeficiente h cercano al calculado para demostrar que los resultados obtenidos contaban con condiciones coherentes al ambiente real. Asimismo, se verificó que el diferencial de temperaturas respecto a los valores medidos estuviera en un rango de $\pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$, como se especificó en los objetivos del trabajo. Una vez se determinó el modelo del elemento que proporcionaba el resultado más apegado a la realidad, se refinó el resultado para que fuera más apegado a los valores medidos prácticamente modificando la velocidad del viento para que el coeficiente de transferencia de calor por convección fuera más cercano al valor

teórico, siempre respetando el rango térmico establecido para las temperaturas de la base y de la punta del elemento.

2. Consideraciones para la simulación del disipador

Al momento de ejecutar la simulación con los parámetros calculados se observó que los resultados de la simulación variaban considerablemente respecto a los valores medidos prácticamente y aquellos que fueron calculados a partir de estas mediciones. Se observó que en el modelo propuesto por Cengel y Ghajar, el cual se utilizó para modelar el disipador, el área de la aleta no contempla las superficies laterales de las aletas como parte del área que tiene intercambio de calor con el ambiente, mientras que en la simulación si se contempló que estas áreas tuvieran intercambio de calor con el ambiente. Para evaluar tanto el modelo en el cual estas caras intercambian calor con el ambiente, como pasa en la realidad, así como el modelo en el que estas caras no intercambian calor con el ambiente, como asume el modelo teórico adoptado, se realizaron simulaciones separadas para estos casos, denominados como *Modelo Real* aquel donde las caras laterales intercambian calor con el ambiente y *Modelo Teórico* en donde las caras laterales son adiabáticas por lo que no tienen intercambio de calor con el ambiente, las cuales están resaltadas en la Figura 7.

Figura 7. Representación gráfica de caras adiabáticas en el modelo teórico del disipador



Fuente: Elaboración propia.

3. Consideraciones para la simulación del termosifón

El modelo utilizado para la simulación es un sólido entero por dentro, es decir, no cuenta con el vacío en el que el fluye el vapor. Para modelar el termosifón de esta forma se utilizó la conductividad térmica equivalente del elemento, la cual proviene del análisis de la representación del termosifón de una resistencia térmica equivalente. Este parámetro permite caracterizar el comportamiento térmico de un cuerpo compuesto de forma general

y es un parámetro muy utilizado para caracterizar los termosifones y caloductos (Reay & Kew, 2014). Si bien en estos elementos se presentan cambios de fase y desplazamiento de fluido de forma interna, es en la caracterización de la resistencia térmica equivalente del termosifón donde se contemplan estos intercambios de calor por convección, así como la conducción presente en los componentes sólidos del elemento para posteriormente representar todo como una sola resistencia. Debido a que tanto la resistencia térmica equivalente como la conductividad térmica equivalente generalizan el comportamiento del elemento como un único cuerpo, esta fue la consideración en la selección del modelo para la simulación, así como el cambio de propiedades del material que lo conformaban, es decir, la simulación no ignora la naturaleza interna del elemento, sino que se contempla como una parte de la caracterización general del elemento al definir las propiedades de este. En cuanto a la densidad del elemento, si se mantenía la densidad del cobre intacta al momento de definir el material del elemento no representaría la realidad pues habría una cantidad considerablemente mayor de masa de cobre que se tiene que calentar en la simulación. Para solucionar este problema se cambió la densidad del cobre para que realmente el cuerpo representara la masa de cobre que se debía de calentar. El cálculo para realizar este cambio fue:

$$\begin{aligned}\rho_{nuevo} &= \frac{m_{cobre\ real}}{V_{relleno}} = \frac{\rho_{cobre} V_{vaciado}}{V_{relleno}} = \frac{\left(8.93 * \frac{10^{-3}kg}{cm^3}\right) (0.526945\ cm^3)}{5417.43\ mm^3 * \left(\frac{1\ m}{1000\ mm}\right)^3} \\ &= 868.61\ \frac{kg}{m^3}\end{aligned}$$

Los volúmenes mencionados previamente se midieron a través de inventar al realizar un modelo relleno que fue utilizado en la simulación y un modelo vaciado correspondiente al termosifón real. Adicionalmente, se calculó la conductividad térmica efectiva del termosifón pues esta cambia gracias al efecto del cambio de fase interno. Para hacer este cálculo se utilizaron las siguientes expresiones (Ramezanizadeh, Nazari, Ahmadi, & Chau, 2019):

$$\begin{aligned}l_{eff} &= l_{axial} + \frac{1}{2}(d_{evap} + d_{cond}) = 2 * (0.02936\ m) + \frac{1}{2}(0.0083\ m + 0.0083\ m) \\ &= 0.06702\ m\end{aligned}$$

$$K_{eff-Ts\ max} = \frac{l_{eff}}{R_{termosifon} * A_{cs}}$$

Donde, $R_{termosifon}$ es la resistencia térmica equivalente del termosifón, mientras que A_{cs} es el área de la sección transversal del tubo. Ya que la resistencia térmica del termosifón depende del calor de entrada, la conductividad efectiva va a variar dependiendo de si se toma como temperatura de la base la temperatura del CPU o la máxima de la termografía. En el caso que se use la temperatura del CPU se tiene una conductividad de $886.826\ \frac{W}{m * K}$, mientras que en el caso en el que se asume la temperatura máxima de la

termografía se obtiene un valor de $886.624 \frac{W}{m^2K}$. Estos valores también se ingresaron en las propiedades del cobre en sus respectivas simulaciones.

VI. RESULTADOS

A. Análisis térmico de los métodos de refrigeración

1. Mediciones obtenidas y caracterización estadística de la muestra

La tabulación de las 12 mediciones con cada método se presenta en el Cuadro 2.

Cuadro 2. Resultado de muestreo térmico

Tecnología	Número de medición	Temperatura ambiente (°C)	Temperatura procesador (°C)	Temperatura superficial (°C)	Temperatura superficial máxima (°C)
Disipador de calor	1	23.93	60.7	55.6	56.5
	2	23.93	62.8	56.9	57.8
	3	23.93	63.4	55.8	57.1
	4	23.93	63.4	54.3	56
	5	23.93	63.4	56.9	57.8
	6	23.93	62.8	55.5	56.3
	7	23.93	63.4	55.8	56.4
	8	23.93	63.4	57.6	58.8
	9	23.93	63.9	56.3	56.9
	10	23.93	63.4	57.7	58.5
	11	23.93	63.4	56.5	57.3
	12	23.93	63.4	57.7	58.8
Termosifón	1	25.39	52.6	42.2	46.4
	2	25.39	55.3	42.4	46.4
	3	25.39	55.3	41.6	45.9
	4	25.39	55.3	42	46.4
	5	24.9	55.8	42.4	45.8
	6	24.9	55.8	41.8	44.3
	7	25.39	55.8	42.6	46.7
	8	24.9	54.2	41.6	44.3
	9	24.9	54.8	41.4	45.7
	10	24.9	55.3	41.5	45.9
	11	24.9	54.8	41.3	44.2
	12	24.9	55.3	42.1	47.2

Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, la caracterización estadística de la muestra de cada elemento de refrigeración se presenta en el Cuadro 3.

Cuadro 3. Caracterización del muestreo térmico

Método de refrigeración	Temperatura ambiente		Temperatura procesador		Temperatura superficial		Temperatura superficial máxima	
	Promedio (°C)	Desv. est (°C)	Promedio (°C)	Desv. est (°C)	Promedio (°C)	Desv. est (°C)	Promedio (°C)	Desv. est (°C)
Disipador de calor	23.93	3.71E-15	63.12	0.81	56.38	1.04	57.35	0.99
Termosifón	25.10	0.25	55.03	0.90	41.91	0.44	45.77	1.00

Fuente: Elaboración propia.

2. Resumen de análisis térmico

En el caso en el que se asume la temperatura del CPU como la temperatura de la base del elemento, los resultados fueron los presentados en el Cuadro 4.

Cuadro 4. Resumen de análisis térmico: temperatura de la base igual a temperatura del procesador

Elemento	Calor disipado (W)	Flujo de calor de entrada (W/m ²)	Flujo de calor disipado (W/m ²)
Disipador	0.56	2876.22	653.69
Termosifón	1.45	16348.06	278.93

Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, en el caso en el que se asume la máxima temperatura superficial como la temperatura de la base del elemento, los resultados fueron los expuestos en el Cuadro 5.

Cuadro 5. Resumen de análisis térmico: temperatura de la base igual a la máxima temperatura superficial registrada

Elemento	Calor disipado (W)	Flujo de calor de entrada (W/m ²)	Flujo de calor disipado (W/m ²)
Disipador	0.48	2452.75	557.44
Termosifón	1.00	11288.31	192.60

Fuente: Elaboración propia.

B. Comparación simulación-medición

1. Selección de termografías representativas para cada método

Como se mencionó previamente, para poder comparar los resultados obtenidos por las simulaciones a partir de los valores promedios de los criterios medidos de las termografías se necesitaba establecer una de las mediciones termográficas realizadas a cada método de refrigeración para comparar los valores obtenidos simulados con resultados

prácticos. Para hacer esta selección, se compararon los valores medidos de la temperatura ambiente y superficial del elemento de refrigeración con los valores promedio de la muestra y se seleccionaron aquellas mediciones que presentaran una diferencia baja en ambos criterios respecto a los valores promedio.

Cuadro 6. Diferencial de temperatura ambiente y superficial promedio respecto a las mediciones realizadas

Método de refrigeración	# de medición	ΔT respecto valor promedio (°C)	
		Temperatura ambiente	Temperatura superficial
Disipador de calor	1	3.55E-15	0.78
	2	3.55E-15	0.52
	3	3.55E-15	0.58
	4	3.55E-15	2.08
	5	3.55E-15	0.52
	6	3.55E-15	0.88
	7	3.55E-15	0.58
	8	3.55E-15	1.22
	9	3.55E-15	0.08
	10	3.55E-15	1.32
	11	3.55E-15	0.12
	12	3.55E-15	1.32
Termosifón	1	0.29	0.29
	2	0.29	0.49
	3	0.29	0.31
	4	0.29	0.09
	5	0.20	0.49
	6	0.20	0.11
	7	0.29	0.69
	8	0.20	0.31
	9	0.20	0.51
	10	0.20	0.41
	11	0.20	0.61
	12	0.20	0.19

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede observar, el diferencial de temperatura respecto al valor promedio para el disipador de calor respecto a la temperatura ambiente fue el mismo en todas las mediciones, por lo que el criterio de selección fue el menor diferencial entre la temperatura superficial promedio y la medida, por lo que se seleccionó la termografía de la novena

medición. En el caso del termosifón, se puede observar que la cuarta medición presentó el menor diferencial respecto la temperatura superficial medida y el promedio de la muestra, sin embargo, presentaba un diferencial relativamente alto dentro de la muestra respecto al diferencial de la temperatura ambiente, por lo que se seleccionó la termografía de la sexta medición pues presenta un diferencial bajo respecto a los valores promedios de ambas temperaturas.

2. Resultados de modelos de disipador

Tras realizar la simulación para este caso con los cuatro modelos establecidos previamente (el denominado *Modelo Real* asumiendo la temperatura de la base como la temperatura del procesador, el *Modelo Real* asumiendo la máxima temperatura medida a partir de la termografía como la temperatura de la base y el *Modelo Teórico* con las mismas dos posibilidades para la temperatura de la base) se realizó una comparación inicial del coeficiente de transferencia de calor por convección calculado y la temperatura superficial promedio medida prácticamente con los valores promedios registrados por la simulación de estos parámetros. Como una aproximación inicial se buscó que el diferencial de las temperaturas promedio estuviera en el rango de $\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ con una misma velocidad de viento para la misma temperatura de la base (es decir, para los dos modelos que compartían el mismo flujo de calor de entrada en el elemento) para poder discernir cuál de los cuatro análisis realizados se aproximaba más al resultado real. Los resultados están tabulados en el Cuadro 7.

Cuadro 7. Resultados preliminares: simulación del disipador

Temp. base	Modelo	Velocidad del viento (m/s)	Coeficiente h promedio		Temperatura superficial promedio	
			Magnitud (W/(m ² *°C))	% de error respecto valor calculado	Magnitud (°C)	Error respecto promedio de muestra (°C)
Tbase = Tcpu	Teórico	0.44	14.46	16.74%	58.86	2.48
	Real		13.21	23.90%	53.81	-2.57
Tbase = Tsmax	Teórico	0.36	12.40	28.62%	58.58	2.20
	Real		11.30	34.90%	53.66	-2.72

Fuente: Elaboración propia.

Se observó que los modelos en los que se asumió la temperatura de la base del elemento como la temperatura del procesador generó resultados cuyo coeficiente de transferencia de calor presentaba un porcentaje de error considerablemente menor que aquellos en los que se asumió la temperatura de la base como el promedio de la máxima temperatura superficial medida con las termografías a pesar de presentar diferenciales de temperatura respecto a la temperatura superficial promedio similares. Adicionalmente, se observó que el *Modelo Teórico* (el que consideraba caras adiabáticas para apegarse al

modelo teórico utilizado para calcular el calor disipado por el elemento) presentaba resultados más apegados a la realidad que el *Modelo Real*, por lo que se decidió modificar la velocidad del viento en este modelo para obtener un resultado más apegado al valor calculado del coeficiente de transferencia de calor por convección dentro del rango térmico establecido de 5 °C.

Cuadro 8. Resultados refinados: simulación disipador

Modelo	Temp. base	Velocidad del viento (m/s)	Coeficiente h promedio		Temperatura superficial promedio	
			Magnitud (W/(m ² *°C))	% de error respecto valor calculado	Magnitud (°C)	Error respecto promedio de muestra (°C)
Teórico	Tbase=Tcpu	0.56	17.07	1.66%	52.08	-4.30

Fuente: Elaboración propia.

3. Resultados de modelos de termosifón

La misma aproximación inicial que se realizó con el disipador se realizó con las simulaciones del termosifón, con la diferencia que para este elemento solo existían dos modelos que se diferenciaban por la temperatura que se asumió como la temperatura de la base para calcular el calor disipado por el elemento. Los resultados de estas simulaciones se presentan en el Cuadro 9.

Cuadro 9. Resultados preliminares: simulación del termosifón

Temp. base	Velocidad del viento (m/s)	Coeficiente h promedio		Temperatura superficial promedio	
		Magnitud (W/(m ² *°C))	% de error respecto valor calculado	Magnitud (°C)	Error respecto promedio de muestra (°C)
Tbase=Tcpu	0.27	19.52	12.41%	45.51	3.60
Tbase=Tsmáx		16.77	3.42%	39.43	-2.48

Fuente: Elaboración propia.

En este caso, se puede observar que el caso en el que se asumió la temperatura de la base del elemento como el promedio de las temperaturas superficiales máximas medidas en las termografías generó un resultado con un porcentaje de error en el coeficiente de transferencia de calor por convección menor. Debido a esto se seleccionó el modelo donde se asumía la temperatura de la base como la temperatura superficial máxima para obtener un resultado más apegado a la realidad.

Cuadro 10. Resultados refinados: simulación termosifón

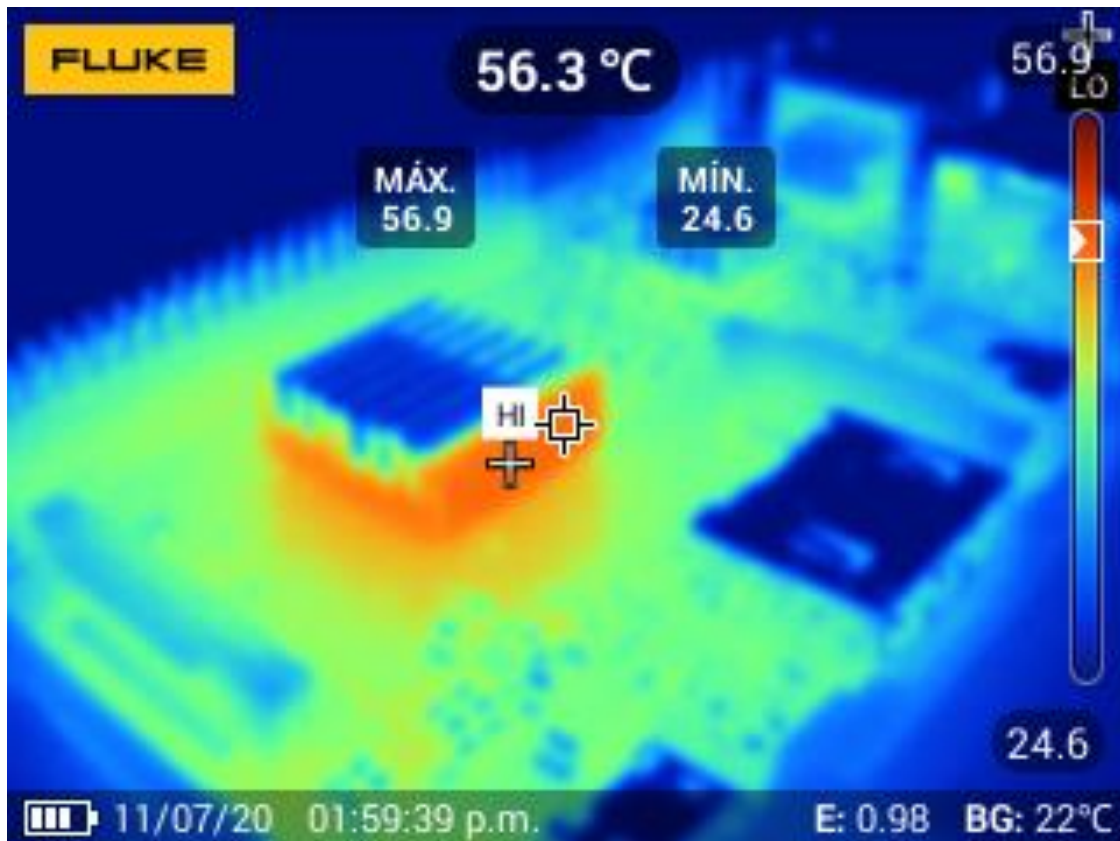
Temp. base	Velocidad del viento (m/s)	Coeficiente h promedio		Temperatura superficial promedio	
		Magnitud (W/(m ² *°C))	% de error respecto valor calculado	Magnitud (°C)	Error respecto promedio de muestra (°C)
Tbase=Tsmáx	0.28	16.86	2.90%	39.27	-2.64

Fuente: Elaboración propia.

4. Comparación gráfica de modelos simulados respecto mediciones seleccionadas

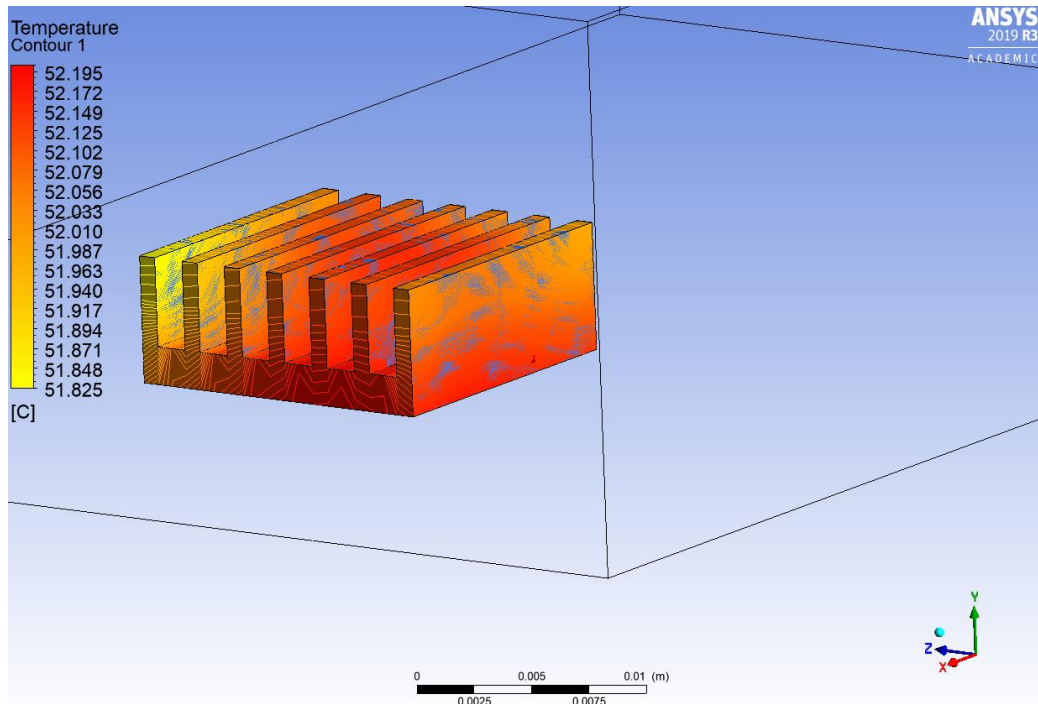
La termografía de la novena medición del disipador se presenta en la Figura 8 y el resultado de la simulación refinada se presenta en la Figura 9.

Figura 8. Termografía de la novena medición: disipador



Fuente: Elaboración propia.

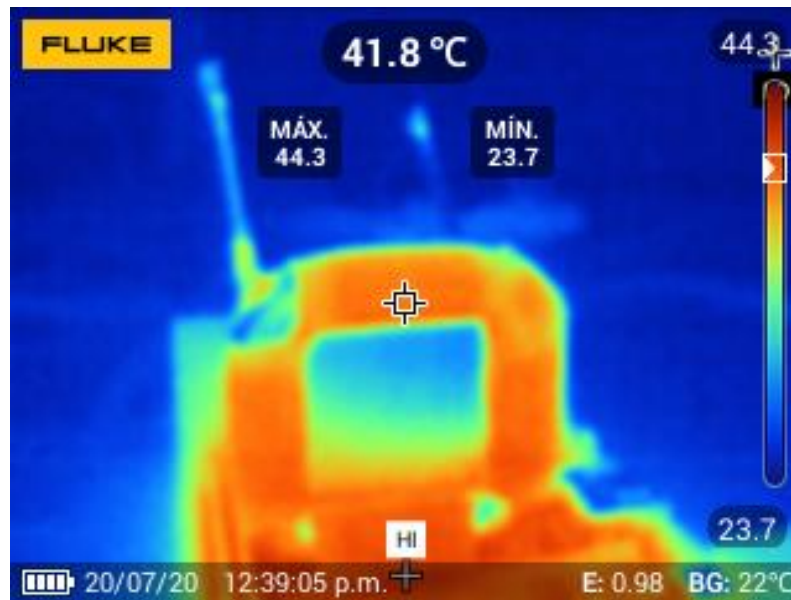
Figura 9. Resultado termográfico de simulación refinada: disipador



Fuente: Elaboración propia.

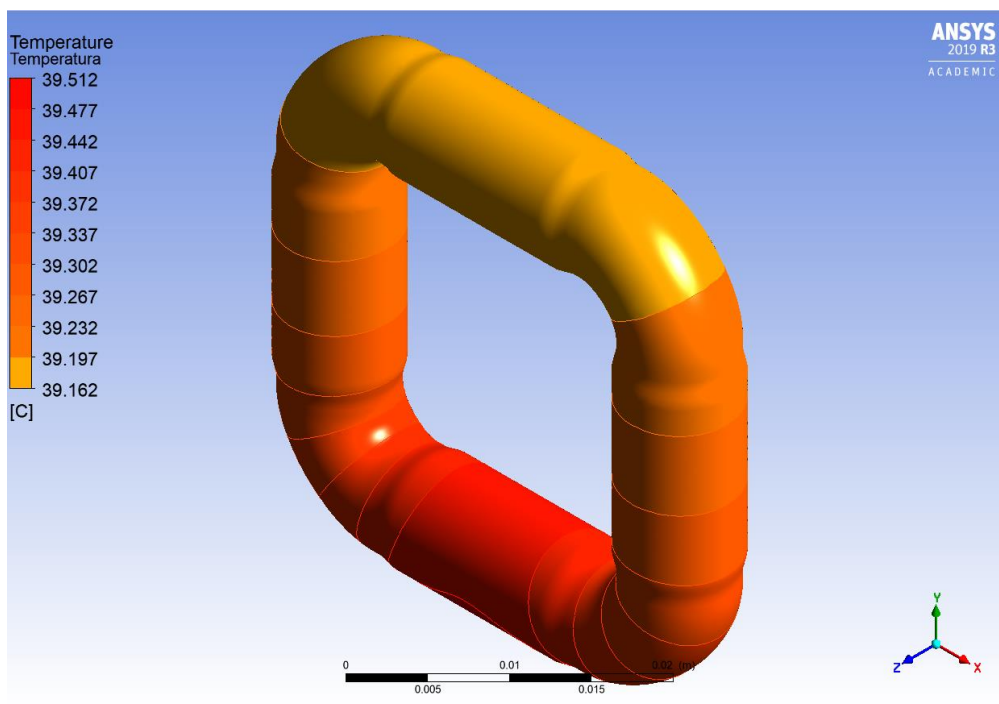
Por otra parte, la termografía de la sexta medición del termosifón se presenta en la Figura 10 y el resultado de la simulación refinada se presenta en la Figura 11.

Figura 10. Termografía de la sexta medición: termosifón



Fuente: Elaboración propia.

Figura 11. Resultado termográfico de simulación refinada: disipador



Fuente: Elaboración propia.

5. Comparación numérica de modelos simulados respecto mediciones seleccionadas

A partir de las propiedades calculadas por la simulación, así como el resultado gráfico presentado previamente, se compararon los resultados numéricos de la simulación con las temperaturas medidas en las termografías seleccionadas y el coeficiente de intercambio de calor por convección calculado para ver que las temperaturas de la punta y la base obtenidas en la simulación se encontraran dentro del margen de $\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ establecido en los objetivos del trabajo y que las condiciones simuladas fueran semejantes a las reales por medio del porcentaje de error del coeficiente de transferencia de calor por convección.

Cuadro 11. Comparación numérica: resultados prácticos y teóricos respecto valores simulados

Método de refriger.	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)						h ($\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$)		
	Base termografía	Base simulación	Δtemp base	Punta termografía	Punta simulación	Δtemp punta	Teórico	Simulado	% de error
Disipador	56.9	52.20	-4.70	56.3	51.83	-4.47	17.36	17.07	1.66%
Termosifón	44.3	39.51	-4.79	41.8	39.16	-2.64		16.86	2.90%

Fuente: Elaboración propia.

VII. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

A. Discusión respecto al análisis térmico

Como se puede observar en el resumen del análisis térmico la asunción del caso extremo, es decir, el TDP del Raspberry Pi 2 como valor de calor máximo a disipar por los elementos de refrigeración, se adecuó de forma apropiada al calor disipado por ambos elementos, pues fue superior al calor disipado por cualquiera de estos, independientemente de la temperatura que se haya asumido como la temperatura de la base del elemento. Posiblemente el TDP del modelo utilizado sea menor al del Raspberry Pi 2, sin embargo, haber asumido este valor como el peor caso posible para determinar si el agua era un fluido de trabajo adecuado para utilizar en el termosifón resultó estar sobredimensionado para el calor que realmente disipó el elemento y permitió seleccionar agua con certeza que las condiciones operativas estaban dentro de los límites establecidos para este fluido. Otra asunción que se puede observar fue favorable al caso real fue el de la estimación de la desviación estándar. Se puede observar que la desviación estándar más grande obtenida en los resultados tuvo un valor de $1.04\text{ }^{\circ}\text{C}$, mientras que la estimada fue de $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Esto puede que haya sobreestimado el tamaño de la muestra, pero permitió tener certeza de que los datos obtenidos representaban el comportamiento de los métodos de refrigeración.

El primer parámetro térmico analizado fue la temperatura del procesador según el método de refrigeración implementado. Se pudo observar que al momento de implementar el termosifón la temperatura promedio del procesador fue de $55.03\text{ }^{\circ}\text{C}$, mientras que al implementar el disipador esta temperatura tuvo una magnitud de $63.12\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo cual permite identificar que el termosifón es el elemento de refrigeración que mantuvo el procesador a una temperatura operativa inferior. Por otra parte, se observó como el calor disipado por el termosifón fue mayor que el disipado por el disipador. Si se asumiera que los casos analizados proporcionan un rango entre el calor realmente disipado por el elemento de refrigeración, entonces el disipador en las condiciones bajo las cuales se realizaron las mediciones disiparía un calor que pertenecería al rango correspondiente entre 0.48 W y 0.56 W , mientras que el rango de calor disipado por el termosifón está delimitado entre 1.00 W y $0.1.45\text{ W}$. Observando dichos valores se puede notar que el calor disipado máximo por el disipador es inferior al calor mínimo disipado por el termosifón, sin embargo, como se pudo observar tras realizar la simulación, en el caso del disipador el resultado más apegado a la realidad correspondía a aquél donde la temperatura base correspondía a la temperatura del procesador, mientras que para el termosifón el caso en el que la temperatura de la base se asumía como la máxima temperatura superficial generaba resultados más apegados a la realidad, por lo que para comparar ambos elementos se van a analizar únicamente el caso que mejor representa el comportamiento térmico real del elemento, por lo que al comparar el calor disipado por ambos elementos en su modelo más

realista se tendría que el disipador disipó 0.56 W, mientras que el termosifón disipó 1.00 W.

Partiendo del mismo criterio de comparación entre los dos métodos, se puede observar que, de forma contraria al calor disipado, el disipador tiene un mayor flujo de calor disipado con el ambiente, cuya magnitud es de $653.69 \frac{W}{m^2}$, mientras que el termosifón tiene un flujo de calor disipado de $192.60 \frac{W}{m^2}$, lo cual sugiere que el disipador aprovecha mejor el espacio utilizado para disipar el calor puesto que si ambos elementos tuvieran la misma área superficial el disipador disiparía un calor mayor. Si bien esto parecería contradecir el resultado de calor disipado previamente, hay varios factores que contribuyen al hecho que el flujo de calor disipado por el disipador sea mayor. Uno de estos factores es que el disipador cuenta con un área superficial expuesta al ambiente menor ($8.6 * 10^{-4} m^2$) que el termosifón ($5.18 * 10^{-3} m^2$), por lo que la distribución de calor disipado por unidad de área es mayor. Los otros factores que contribuyen a este flujo de calor disipado mayor son la temperatura superficial promedio del elemento y la temperatura del ambiente, pues en las mediciones del disipador la temperatura superficial promedio del elemento ($56.38 \text{ }^\circ\text{C}$) es mayor a la del termosifón ($41.91 \text{ }^\circ\text{C}$) y la temperatura promedio del ambiente cuando se realizaron las mediciones para el disipador ($23.93 \text{ }^\circ\text{C}$) es menor a cuando se realizaron las mediciones con el termosifón ($25.1 \text{ }^\circ\text{C}$), ambos factores favorecen el flujo de calor disipado por el disipador pues hubo un diferencial de temperatura mayor en estas mediciones que en el caso del termosifón. Este último factor se debe a que las pruebas no se realizaron en un ambiente controlado debido a las modificaciones que se tuvieron que realizar al trabajo para poder ser realizado durante la cuarentena.

Finalmente, se puede observar que el flujo de calor de entrada en el termosifón tiene una magnitud de $11288.31 \frac{W}{m^2}$, el cual es mayor al flujo de calor de entrada en el disipador, que tenía un flujo de $2876.22 \frac{W}{m^2}$. En este caso, el flujo de calor del termosifón es mayor pues el área de contacto que este tuvo con la pasta térmica ($8.8 * 10^{-5} m^2$) fue menor que en el disipador ($1.96 * 10^{-4} m^2$), así como el calor que entraba al termosifón (1.00 W) era mayor al que entró al disipador (0.56 W).

B. Discusión respecto a la simulación

En el caso de la simulación del disipador se adoptaron dos modelos para representar la interacción de este con el ambiente, el *Modelo Teórico*, donde se consideró un conjunto de caras adiabáticas, y el *Modelo Real*, en el cual todas las caras del disipador intercambiaban calor con el aire que las rodea, como ocurre realmente. La adopción del *Modelo Teórico* surgió como respuesta a la falta de fidelidad entre los datos prácticos y teóricos respecto a los valores simulados, como se puede observar en las tablas de los resultados para modelos del disipador. Este *Modelo Teórico* se basó completamente en el modelo de Cengel y Ghajar para aletas múltiples, pues este fue el que se utilizó para calcular el calor disipado por el disipador. Al analizar las geometrías comprendidas para obtener el área total de la aleta se observó que las caras que se denominaron como adiabáticas en la simulación no estaban contempladas dentro del área total que tenía intercambio con el

ambiente en este modelo teórico, por lo que se consideró hacer una simulación con un modelo el cual se asemejara a este modelo teórico y, al momento de comparar los resultados, se observó que esta modificación ayudó a que los resultados se apegaran más a la realidad.

Un resultado interesante a notar es cómo la temperatura base que proporcionó los resultados más parecidos a la realidad fue diferente en cada método. En el caso del disipador, asumir que la temperatura de la base del elemento era la temperatura del procesador otorgó los resultados que más se asemejaban a la realidad, mientras que para el termosifón fue la asunción que la temperatura de la base del elemento era la máxima temperatura registrada en la termografía. Hay dos factores que se consideran determinaron estos comportamientos. El primero es la relación entre el promedio de la temperatura máxima superficial de los elementos de refrigeración con la temperatura promedio del procesador. En la muestra del disipador la temperatura promedio del procesador fue de 63.12 °C y el promedio de la máxima temperatura superficial fue de 57.35 °C, resultando en un diferencial de 5.77 °C, por otra parte, la temperatura promedio del procesador al implementar el termosifón fue de 55.03 °C y el promedio de la máxima temperatura superficial del termosifón fue de 45.77 °C, por lo que el diferencial de temperaturas con este método fue de 9.26 °C. Debido al menor diferencial de temperatura en el disipador, puede ser que estimar que la temperatura en el punto de contacto era igual a la temperatura del procesador fue una estimación acertada, mientras que en el caso del termosifón debido al diferencial de temperaturas mayor esta estimación no representaba correctamente la temperatura en el punto de contacto entre el termosifón y el procesador. El segundo factor que pudo haber influenciado este comportamiento es la geometría de los elementos. Debido a que el termosifón tenía un punto de contacto circular con el procesador la termografía podía captar temperaturas en puntos cercanos al punto de contacto entre el elemento y el procesador, mientras que en el disipador toda su base estaba en contacto con el procesador, por lo que la termografía únicamente podía registrar las temperaturas en las paredes laterales, por lo que la temperatura máxima de estas paredes no es necesariamente representativo de la temperatura en el punto de contacto.

Finalmente, la comparación numérica entre los modelos simulados y las termografías seleccionadas presenta que se logró representar el comportamiento térmico de los elementos de refrigeración dentro del margen de temperaturas de ± 5 °C para la punta y la base del elemento, como se había propuesto en los objetivos. Se puede observar que estas simulaciones se apegan a la realidad, no solo por presentar temperaturas dentro del rango establecido, sino que también porque el coeficiente de intercambio de calor por convección que experimentaban los elementos en la simulación es bastante cercano al valor calculado teóricamente a partir de las correlaciones de la ASHRAE. Se puede apreciar que el porcentaje de error dicho coeficiente es mayor para el termosifón a pesar de presentar diferenciales de temperatura respecto a los valores prácticos comparables a los del disipador, sin embargo, este incremento en el error se atribuye al hecho que las pruebas no se realizaron en un ambiente controlado, como se mencionó previamente. Dicho coeficiente se calculó a partir de las condiciones térmicas, tanto del elemento como del ambiente, de

las mediciones del disipador y se asumió constante porque se realizaron las pruebas en el mismo ambiente. Sin embargo, como se puede apreciar en las mediciones de la muestra del termosifón, la temperatura ambiental cuando se realizaron dichas mediciones presentó más fluctuaciones (que se puede apreciar en una desviación estándar mayor) y un valor promedio mayor, por lo que asumir que dicho coeficiente fue igual en ambas pruebas no representa la realidad de forma completamente precisa, pero fue una buena estimación.

VIII. CONCLUSIONES

1. Se logró comparar el desempeño de ambos métodos de refrigeración al implementarlos en el procesador, determinando que el disipador presentó un mayor flujo de calor con el ambiente, mientras que el termosifón permitió que la temperatura operativa del procesador fuera menor.
2. Bajo las condiciones en que se realizaron las mediciones de este caso, el termosifón mantuvo la menor temperatura operativa promedio en el procesador con un valor de 55.03 °C, mientras que al implementar el disipador esta temperatura promedio fue de 63.12 °C.
3. El disipador fue el elemento cuyo modelo de simulación más realista tuvo el mayor flujo de intercambio de calor con el ambiente bajo las condiciones en que se dieron las mediciones de este caso con un valor de 653.69 W/m², mientras que el flujo de calor correspondiente para el termosifón fue de 192.60 W/m².
4. Al asumir que la temperatura de la base del disipador era el promedio de la temperatura del procesador en la muestra se obtuvo resultados en la simulación más apegados a los datos prácticos y teóricos, lo cual se observó con porcentajes de error respecto al coeficiente de intercambio de calor por convección teórico de 16.74% y 23.90% contra los porcentajes de error al asumir que la temperatura de la base fue el promedio de la máxima temperatura superficial del disipador, los cuales fueron 28.62% y 34.90%.
5. Al asumir que la temperatura de la base del termosifón era el promedio de la máxima temperatura medida en las termografías se obtuvo resultados en la simulación más apegados a los datos prácticos y teóricos, lo cual se observó con el porcentaje de error respecto al coeficiente de intercambio de calor por convección teórico de 3.42% contra los porcentajes de error al asumir que la temperatura de la base fue el promedio de la temperatura del procesador, el cual fue de 12.41%.
6. Modificar la velocidad del viento en la simulación para tener condiciones de simulación realistas permitió que el resultado térmico de la simulación se encontrara en el rango de ± 5 °C para la base y la punta de ambos elementos de refrigeración.

IX. RECOMENDACIONES

Al momento de hacer el termosifón no se conocía cuál iba a ser la temperatura operativa que el procesador iba a alcanzar al implementar este método, ni la temperatura que iba a alcanzar el termosifón, por lo que se basó en las pruebas preliminares realizadas al disipador para realizar una estimación de la temperatura que este iba a alcanzar. A partir de esta estimación se definió una presión interna tal que la temperatura de saturación era de 71.60 °C, sin embargo, al momento de realizar las mediciones se observó que la temperatura que alcanzaba el termosifón era menor que esta temperatura de saturación. Si bien el termosifón logró refrigerar el procesador y mantenerlo a una temperatura operativa menor que el disipador, seleccionar una presión interna correspondiente a una temperatura de saturación más cercana a la temperatura operativa que alcanza el termosifón podría hacer al termosifón más efectivo. Se recomienda que si se desea hacer un termosifón como el realizado en este trabajo se utilicen las mediciones realizadas al termosifón para determinar una presión interna tal que la temperatura de saturación sea más cercana a la temperatura que va a alcanzar el elemento de refrigeración al momento de implementarlo en el procesador.

Como se mencionó previamente, la metodología del trabajo se tuvo que cambiar al no poder realizar las mediciones en un espacio controlado debido a la cuarentena. Debido a estas modificaciones se asumió que el ambiente en el que las mediciones realizadas para ambos elementos de refrigeración iban a ser el mismo, sin embargo, las condiciones ambientales no fueron las mismas. Estar en un ambiente no controlado puede hacer que durante las pruebas con un elemento el ambiente fuera más favorable para la transferencia de calor que cuando se realicen las pruebas con otro elemento, ya sea porque la temperatura ambiental sea menor o haya más viento en el ambiente. Como se pudo observar en los resultados, asumir que el ambiente fue el mismo hizo que al comparar el coeficiente de transferencia de calor por convección simulado en el termosifón presentara un mayor error respecto al calculado, pues el valor calculado estaba definido por las condiciones térmicas dadas de las mediciones del disipador. Si bien el error era mayor esta comparación fue una buena aproximación para definir el ambiente en el que se realizaron las pruebas con el termosifón, sin embargo, al realizar pruebas en un ambiente no controlado no se puede asegurar que esta asunción siempre vaya a resultar en una aproximación aceptable para las distintas mediciones, por lo que se recomienda realizar mediciones de este tipo en ambientes que se puedan considerar estables al momento de realizar distintas mediciones para que se pueda asegurar que el ambiente no va a beneficiar el intercambio de calor en un caso particular.

X. BIBLIOGRAFÍA

- Alutronic. (2019). *Technical Information. Function and purpose of a heat sink*. Obtenido de <https://alutronic.com/service/technical-information>
- Anderson, D. R., Sweeney, D. J., & Williams, T. A. (2012). *Estadística para negocios y economía*. México D.F: Cengage Learning.
- ANSYS. (2011). *Fluent*. Obtenido de ANSYS: www.ansys.com
- ANSYS. (2011). *Icepak*. Obtenido de ANSYS: www.ansys.com
- ASHRAE. (2017). *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. Atlanta, Ga: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.
- Bernabé, G., Hernández, R., & Acacio, M. E. (2016). *Parallel implementations of the 3D fast wavelet*. Nueva York: Springer Science+Business Media.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinámica*. México, D.F.: Mc Graw Hill.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa - Fundamentos y Aplicaciones*. México, D.F.: Mc Graw Hill.
- Core Electronics. (2017). *Stress Testing Your Raspberry Pi (for Cooling and Overclocking)*. Obtenido de Core Electronics.
- de Weck, O., & Kim, I. Y. (2014). *Engineering Design and Rapid Prototyping Engineering Design and Rapid Prototyping. Finite Element Method*. Massachusetts Institute of Technology.
- Elnaggar, M. H., Abdullah, M. Z., & Mujeebu, M. A. (2013). Experimental Investigation and Optimization of Heat Input and Coolant Velocity of Finned Twin U-Shaped Heat Pipe for CPU Cooling. *Experimental Techniques*, 34-40.
- Engineering ToolBox. (2003). *Air - Density, Specific Weight and Thermal Expansion Coefficient at Varying Temperature and Constant Pressures*. Obtenido de Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/air-density-specific-weight-d_600.html
- Engineering ToolBox. (2003). *Air - Dynamic and Kinematic Viscosity*. Obtenido de Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/air-absolute-kinematic-viscosity-d_601.html
- Engineering ToolBox. (2004). *Air - Specific Heat at Constant Pressure and Varying Temperature*. Obtenido de Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/air-specific-heat-capacity-d_705.html

- Engineering ToolBox. (2004). *Steam Viscosity*. Obtenido de Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/steam-viscosity-d_770.html
- Engineering ToolBox. (2004). *Water - Dynamic and Kinematic Viscosity*. Obtenido de Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d_596.html
- Engineering ToolBox. (2004). *Water - Specific Heat*. Obtenido de Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-water-d_660.html
- Engineering ToolBox. (2009). *Air - Thermal Conductivity*. Obtenido de Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-viscosity-conductivity-heat-capacity-d_1509.html
- Engineering ToolBox. (2018). *Water - Thermal Conductivity*. Obtenido de Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/water-liquid-gas-thermal-conductivity-temperature-pressure-d_2012.html
- Flir. (5 de Noviembre de 2015). *Use Low-Cost Materials to Increase Target Emissivity*. Obtenido de Flir: <https://www.flir.com/discover/rd-science/use-low-cost-materials-to-increase-target-emissivity/>
- Fuji Electric. (2016). *Mounting Instruction for M254 Package*. Obtenido de Fuji Electric: https://www.fujielectric.com/products/semiconductor/model/igbt/mounting/box/doc/pdf/MT/MT5Q01693d_E.pdf
- Intel. (2019). *How to Apply Thermal Paste*. Obtenido de Intel: <https://www.intel.la/content/www/xl/es/gaming/resources/how-to-apply-thermal-paste.html>
- Manhattan. (2020). *CPU Thermal Grease*. Obtenido de Manhattan: <https://manhattanproducts.us/products/manhattan-en-cpu-thermal-grease-701662?variant=34735914942614>
- MatWeb. (2009). *Aluminum, Al*. Obtenido de MatWeb: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=0cd1edf33ac145ee93a0aa6fc666c0e0>
- MatWeb. (2011). *Copper, Cu; Annealed*. Obtenido de MatWeb: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=9aebe83845c04c1db5126fad6f76f7e>
- Naffziger, S. D. (2013). *Estados Unidos Patente n° 8,495,395*.
- Omega. (2019). *Cámara termográfica. ¿Por qué elegir una cámara termográfica?* Obtenido de Omega: <https://es.omega.com/prodinfo/camara-termografica.html>
- Ramezanizadeh, M., Nazari, M. A., Ahmadi, M. H., & Chau, K.-w. (2019). Experimental and numerical analysis of a nanofluidic thermosyphon heat exchanger. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 13, 40-47.

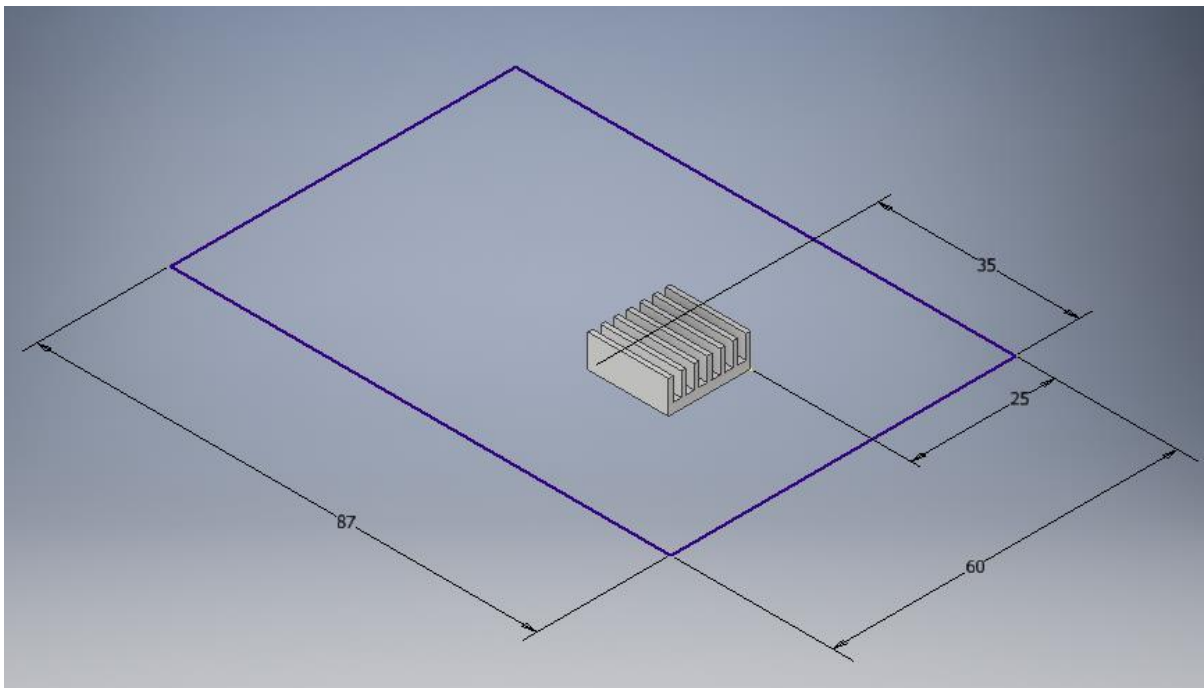
- Raspberry Pi. (2016). *Raspberry Pi 3 Model B*. Obtenido de Raspberry Pi: <https://www.raspberrypi.org/products/raspberry-pi-3-model-b/>
- Raspberry Pi. (2019). *Compute Module 3+ Datasheet*. Obtenido de Raspberry Pi: https://www.raspberrypi.org/documentation/hardware/computemodule/datasheets/rpi_DATTA_CM3plus_1p0.pdf
- Raspberry Pi Dramble. (2016). *Power Consumption Benchmarks*. Obtenido de Raspberry Pi Dramble: <https://www.pidramble.com/wiki/benchmarks/power-consumption>
- Reay, D., & Kew, P. (2014). *Heat Pipes - Theory, Design and Applications*. Oxford: Butterworth Heinemann.
- Shanmuga , A., & Bhaskaran, A. (2011). Thermal Modeling of Thermosyphon Integrated Heat Sink for CPU Cooling. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 15-21.
- Subbiah, S. (2016). Designing Hot Products. *ANSYS Advantage*, X(1), 1.
- Vasiliev, L., Grakovich, L., Rabetsky, M., Zhuravlyov, A., & Vassiliev, L. J. (2018). Flat polymer loop thermosyphons. *Archives of Thermodynamics*, 39(1).
- Wang, Y. (2017). Effect of Different Micro Structures on Heat Dissipation of CPU Surface Heat Sink. *Academic Journal of Manufacturing Engineering*, 15(3), 29-34.
- Zhang, T. (2018). Experimental Study on a Forced-Circulation Loop Thermosiphon Solar Water Heating System. *International Journal of Photoenergy*, 2018.
- Zhou, D., & Rau, T. (2016). Thermal Design Methodology and Prediction of Heat Sink Performance. *Journal of Thermal Engineering*, 826-836.

XI. ANEXOS

A. Manual para análisis en ANSYS

Antes de iniciar con el análisis térmico se debe tener el modelo 3D de los componentes a analizar. Para este manual se utiliza como ejemplo el disipador de un microprocesador, sin embargo, para poder realizar el análisis en Fluent este modelo también debe de contemplar el fluido en el cual el componente está inmerso. Si se utiliza el programa Autodesk Inventor para modelar el componente, se puede realizar un boceto indicando el área de aire que se pretende analizar. En este manual se utilizó como área la placa sobre la cual se va a colocar el disipador. En la figura 12, se puede ver las dimensiones en mm.

Figura 12. Modelado de la placa y disipador

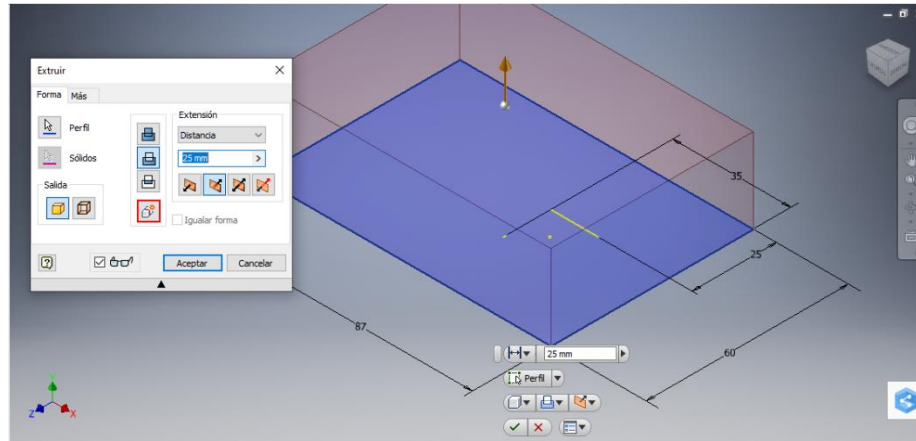


Fuente: Elaboración propia

Posteriormente, debe hacerse una extrusión que encierre el volumen de aire que se desea analizar. Por lo general esta extrusión se realiza a partir de medidas reales involucradas en las pruebas, como por ejemplo el tamaño del túnel de viento en el que se coloca el elemento a analizar. En este caso, la altura de la extrusión se obtuvo de la caja que contenía la placa, sin embargo, es importante ver que esta extrusión contenga por completo el elemento a analizar. Una vez definida esta altura, se procede a hacer la

extrusión, de tal forma que se genere un nuevo sólido, presionando el botón marcado en rojo en la Figura 13.

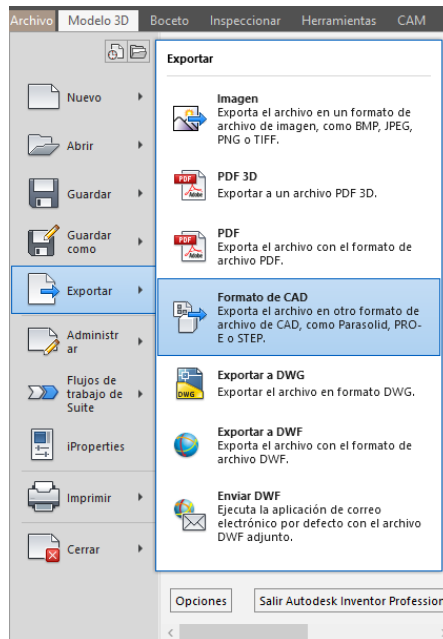
Figura 13. Modelado de volumen de aire



Fuente: Elaboración propia

Una vez se tenga el modelo deseado contenido en el volumen que representará el fluido se tiene que exportar dicho modelo. Al realizar este proceso en inventor se puede exportar presionando en la pestaña de archivo y luego seleccionar *Exportar*, en la opción *Formato CAD* y verificar que el archivo exportado esté en formato *.stp* para luego importarlo en ANSYS, como se muestra en la Figura 14.

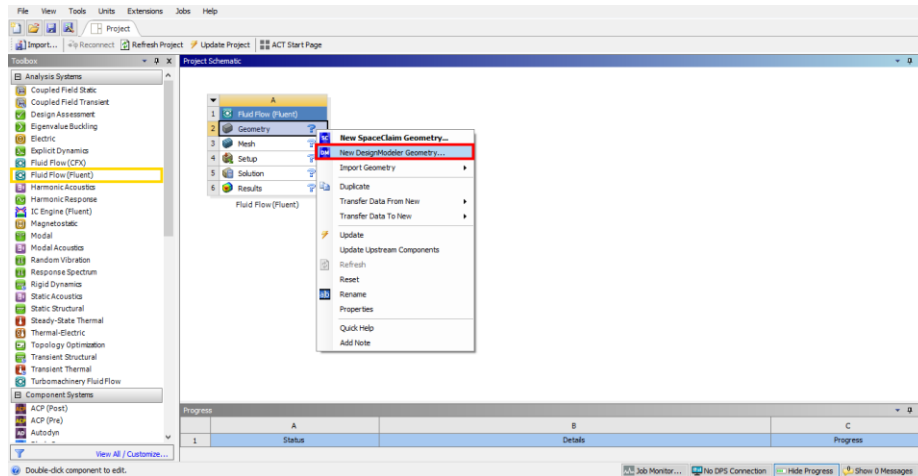
Figura 14. Exportación de modelo



Fuente: Elaboración propia

Al abrir ANSYS, se tiene que seleccionar el tipo de análisis a realizar, por lo que en la sección de *Analysis System* se tiene que seleccionar el análisis de Fluent (marcado en el cuadro amarillo en la Figura 15) e incorporarlo al proyecto, lo cual se puede hacer presionando dos veces el botón izquierdo del mouse. Una vez este análisis está en el proyecto se tiene que importar el modelo realizado previamente, lo cual se hace presionando el botón derecho del mouse en el parámetro de *Geometry* y seleccionando *New DesignModeler Geometry* (marcado de rojo en la Figura 15).

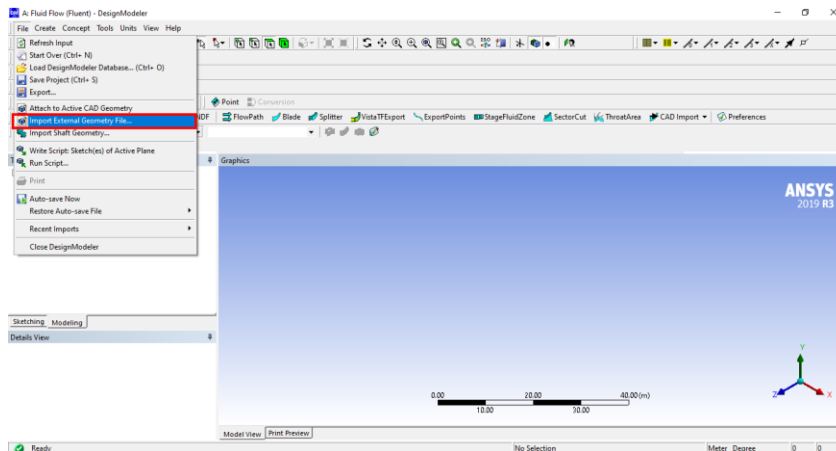
Figura 15. Inicio de proyecto en ANSYS



Fuente: Elaboración propia

Una vez haya abierto DesignModeler, se presiona en la pestaña de *File* y se escoge la opción de *Import External Geometry File* (marcado en el recuadro en rojo de la Figura 16). Esto abrirá el explorador de Windows, donde se tendrá que buscar el archivo .stp y seleccionarlo.

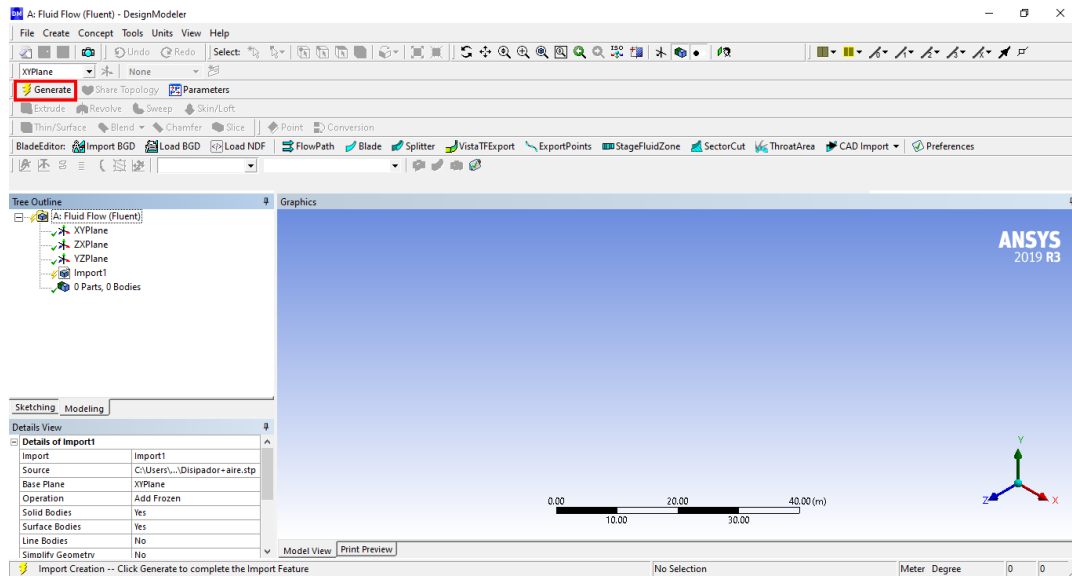
Figura 16. Importar modelo



Fuente: Elaboración propia

Luego de seleccionar el archivo se debe generar la geometría importada, esto se realiza al presionar el botón de *Generate* (marcado en el recuadro rojo de la Figura 17).

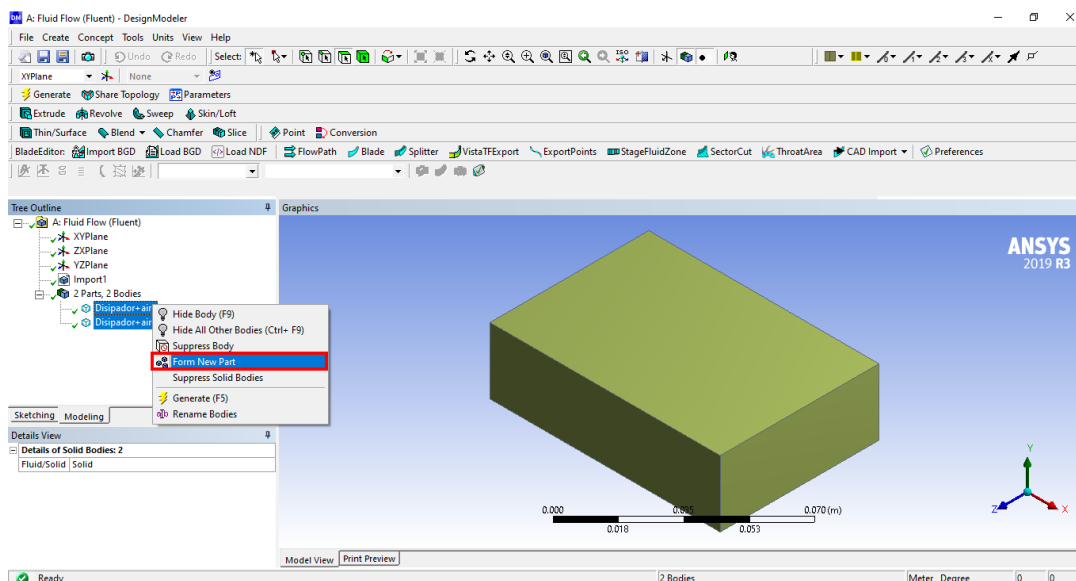
Figura 17. Generar modelo



Fuente: Elaboración propia

El siguiente paso es seleccionar ambas partes bajo la sección titulada *Tree Outline* del lado izquierdo (manteniendo presionada la tecla Ctrl para seleccionar ambos al mismo tiempo), presionar el botón derecho del ratón sobre alguno de los dos elementos seleccionados y escoger la opción de *Form New Part* (marcado con el cuadro rojo en la Figura 18) para generar una sola parte que contenga ambos sólidos.

Figura 18. Unión de cuerpos en una parte

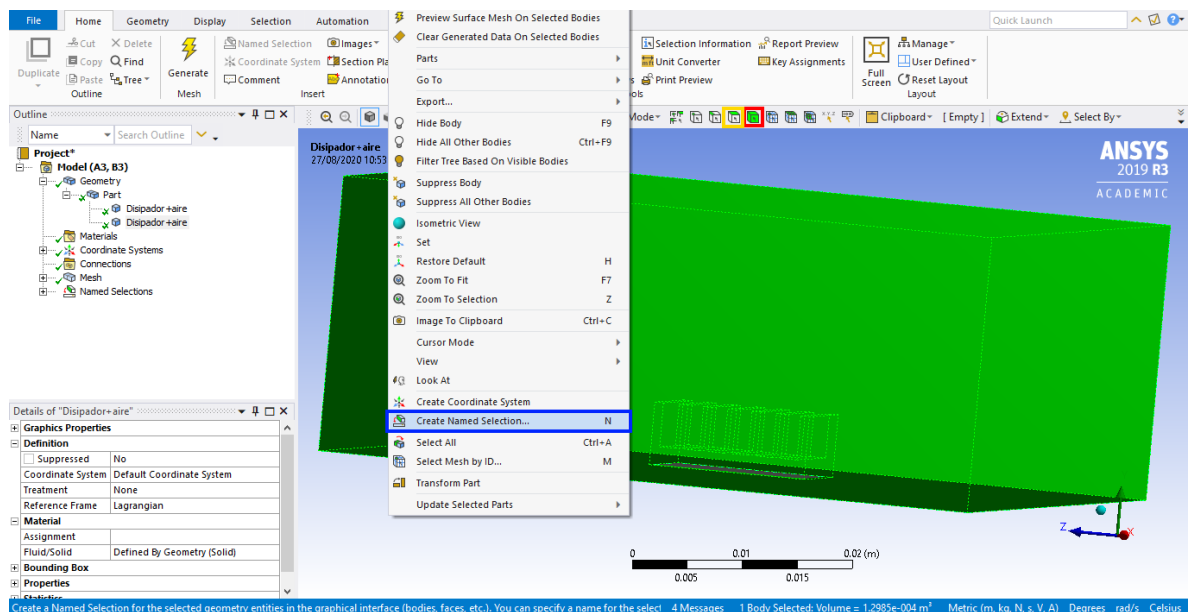


Fuente: Elaboración propia

Después de realizar la nueva parte se cierra DesignModeler y en ANSYS se escoge el parámetro de mallado (o *Mesh*) en el proyecto. Una vez abra *Mesher*, se tienen que realizar selecciones tanto de cuerpos como de superficies del modelo para definir el análisis de Fluent. La selección de cuerpos (marcada con el recuadro rojo en la Figura 19) se realiza simplemente presionando el botón izquierdo en el cuerpo que se desea seleccionar y servirá para identificar el cuerpo que representa un fluido y el que representa un sólido, mientras que la selección de superficies (marcado con el cuadro amarillo en la Figura 19) sirve para poder delimitar las condiciones frontera en *Fluent*, como el flujo de calor así como las entradas y salidas del fluido, entre otras opciones.

Una vez seleccionado el sólido o superficie deseada, se presiona el botón derecho del mouse sobre este y se escoge la opción *Create Named Selection* (marcado con el cuadro azul en la Figura 19) para definir el nombre de la selección realizada. En este caso, se nombró como *solido* el cuerpo del disipador, *fluido* el cuerpo del fluido, *pared_flujo* la superficie inferior del disipador (donde se experimentaría el flujo de calor), *adiabático* como la superficie inferior del cuerpo del fluido (pues representa el resto de la placa sin contar el procesador, cuyo calor no influenciaba el comportamiento de los elementos de refrigeración por lo que incluir su comportamiento térmico afectaría la temperatura del aire pero no el elemento a analizar), *entrada* las paredes laterales del cuerpo del fluido (pues se simuló como si el aire entrara por los cuatro lados para simular la convección natural) y *salida* la superficie superior (por ser convección natural, el aire saldría del espacio por la parte superior). Se recomienda que las selecciones sean nombradas de tal forma que se pueda identificar posteriormente a qué selección se refiere para definir las condiciones fronteras fácilmente.

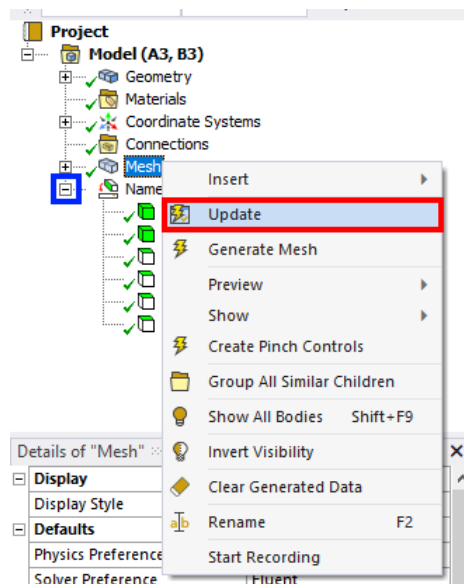
Figura 19. Nombrar selecciones



Fuente: Elaboración propia

Una vez realizadas las selecciones estas se pueden revisar bajo el *Outline* de mesher, del lado izquierdo, bajo el nombre *Named Selections* (las selecciones se pueden desplegar presionando el botón izquierdo del mouse en el cuadro azul de la Figura 20). Aquí se pueden revisar las selecciones realizadas y modificar las geometrías que las componen. Posteriormente, se puede trabajar en el mallado del proyecto, en el caso de este proyecto se tuvo como parámetro el skewness del mallado de los elementos de refrigeración, no de todo el cuerpo pues el cuerpo de aire no era el objeto de estudio sino los elementos. Este parámetro fue observar que el skewness promedio del mallado estuviera por debajo de 0.25; en el caso del mallado en el dissipador el skewness promedio fue de 0.02883, mientras que en el mallado del termosifón se tuvo un skewness promedio de 0.20532. Una vez se tenga un mallado que se considere satisfactorio se presiona el botón derecho del mouse en *Mesh* y se escoge la opción *Update* (en el cuadro rojo de la Figura 20) para actualizar el mallado del proyecto.

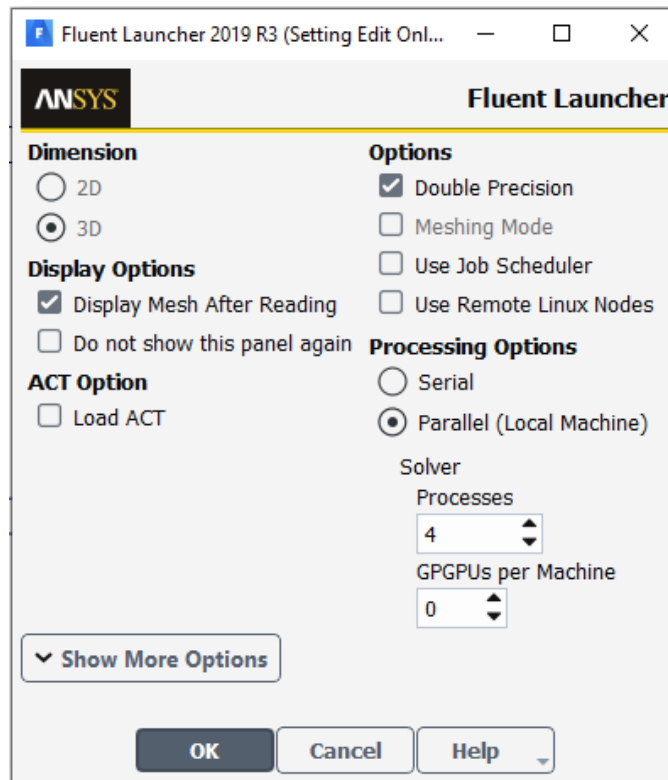
Figura 20. Actualizar mallado



Fuente: Elaboración propia

Tras actualizar el mallado del proyecto se cierra Mesher y se presiona dos veces el botón izquierdo del mouse en el parámetro de *Fluent* en el proyecto, lo cual abrirá la ventana del Launcher de Fluent. En esta ventana se escogió la opción *Double Precision* pues es la configuración recomendada para problemas que involucren transferencia de calor, sin embargo, la opción por defecto *Single Precision* suele ser lo suficientemente precisa para la mayoría de los casos de análisis, la información de los casos en los que se sugiere utilizar *Double Precision* está detallada en el capítulo 4.1.1.2 de la guía “ANSYS Fluent Getting Started Guide”. En procesamiento se seleccionó la opción *Parallel* con 4 procesos, pues esto permite que el tiempo necesario para realizar la simulación sea menor al utilizar 4 núcleos del procesador para procesar, mientras que la opción *Serial* solo utiliza un núcleo para el procesamiento.

Figura 21. Launcher de Fluent

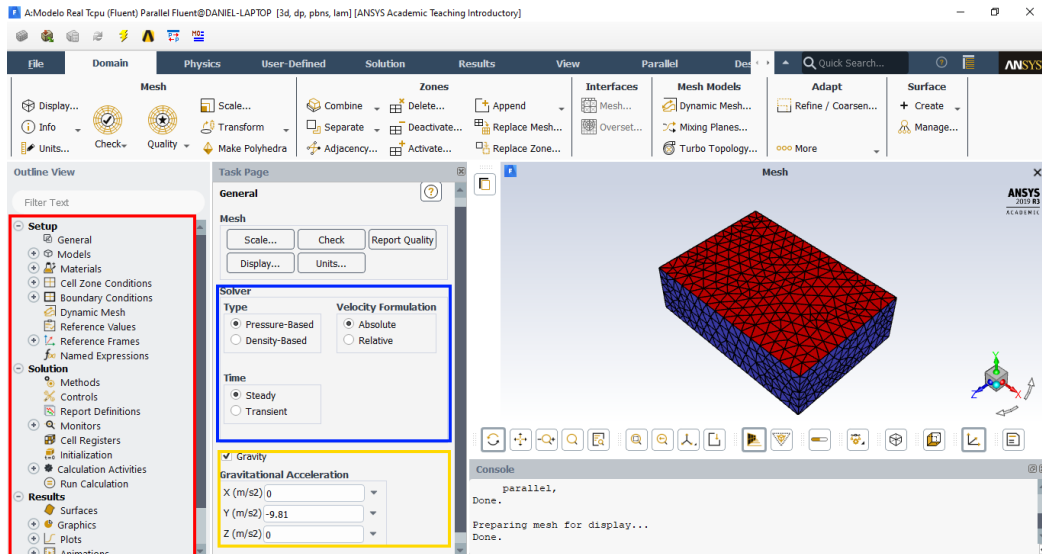


Fuente: Elaboración propia

Al presionar el botón izquierdo del mouse en *Ok* se abrirá Fluent. Al presionar el botón de *Show More Options* se despliega un cuadro con distintas propiedades modificables según la configuración realizada en la ventana del launcher, para ver en detalle estas configuraciones se puede leer el capítulo 4 de la guía “ANSYS Fluent Getting Started Guide”. Por otra parte, el botón de *Help* que se encuentra tanto en esta ventana como en la mayoría de las ventanas emergentes posteriores abre una página web que proporciona información general sobre los parámetros presentes en la ventana sobre la cual se presionó dicho botón, por lo que este botón puede ayudar a determinar qué parámetros deben de modificarse según el caso de estudio particular que se quiera realizar. La información en este sitio web es muy parecida a la información que se presenta en las guías “ANSYS Fluent Getting Started Guide” y “ANSYS Fluent User’s Guide”, por lo que se puede utilizar tanto este sitio web como estos dos manuales para informarse respecto a qué parámetros y valores son más adecuados para los casos particulares a simular.

Una vez abierto Fluent, en el lado izquierdo se presentan los distintos parámetros que se pueden modificar para el análisis (marcado con el cuadro rojo en la Figura 22), los cuales se fueron modificando de arriba hacia abajo. En el cuadro azul de la Figura 22 se muestran distintas opciones de solución que se pueden realizar, sin embargo, por ser un análisis de estado transitorio no se modificaron esos parámetros. En el cuadro amarillo de la Figura 22 se muestra que se puede definir la magnitud y dirección de la gravedad para el análisis.

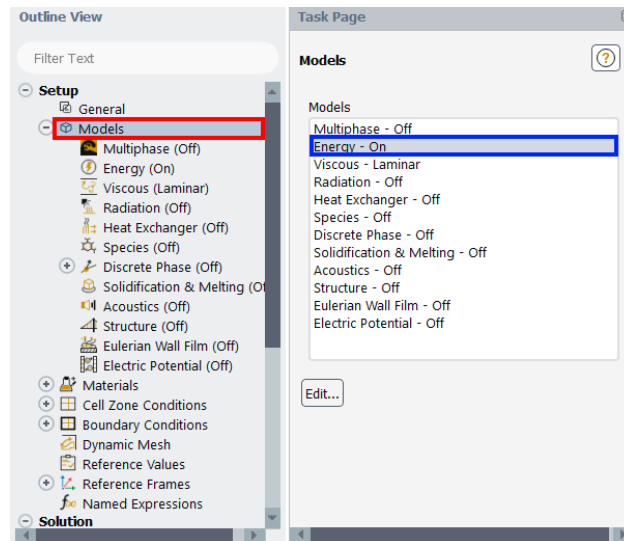
Figura 22. Configuración general en Fluent



Fuente: Elaboración propia

Tras modificar los ajustes generales se procede a cambiar los modelos del análisis (presionando sobre la opción marcada con el cuadro rojo en la Figura 23). Aquí se presentan los distintos modelos que se pueden hacer, para el presente análisis solo se modificó el parámetro de energía (marcado con el cuadro rojo en la Figura 23) por ser un problema de transferencia de calor, el cual se encendió. Es posible cambiar el análisis de fluidos de laminar a turbulento, sin embargo, el caso analizado era de un escenario con flujo laminar debido a que el número de Rayleigh en el análisis para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección fue menor a 10^9 , por lo que se mantuvo este parámetro igual.

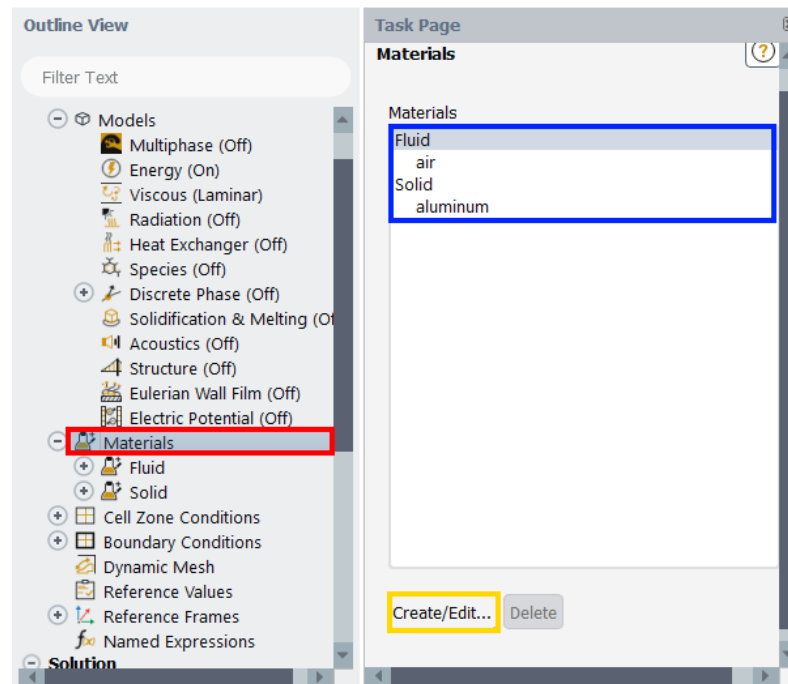
Figura 23. Configuración de modelo



Fuente: Elaboración propia

El siguiente parámetro modificado fue el de los materiales, al cual se accede presionando dos veces el botón izquierdo del mouse en la opción marcada con un cuadro rojo en la Figura 24. Una vez se entra a este parámetro se presenta una lista de los materiales que están actualmente contemplados en el análisis (la cual se observa en el cuadro azul de la Figura 24). Si se desean modificar dichos materiales, ya sea agregando nuevos materiales o modificando las propiedades de los presentes materiales se puede seleccionar un material de la lista y presionar el botón *Create/Edit* marcado con un cuadro amarillo en la Figura 24.

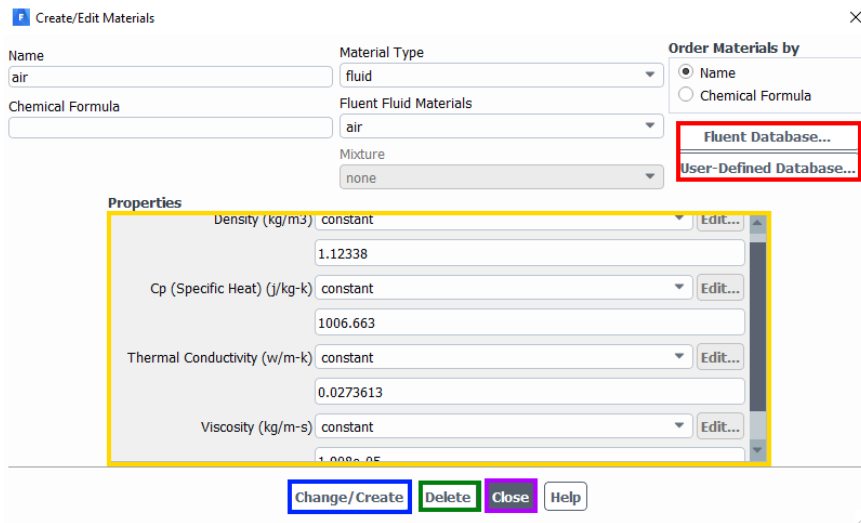
Figura 24. Configuración de materiales



Fuente: Elaboración propia

En la ventana para crear o editar materiales se presenta en la parte superior de la ventana el nombre del material seleccionado en la lista al momento de presionar el botón, así como su tipo de material. Si se desea agregar un material se pueden agregar presionando el botón *Fluent Database* para utilizar la base de datos de Fluent, o *User Defined Database* (ambos marcados con un cuadro rojo en la Figura 25). Para este análisis no se agregaron materiales, sin embargo, en otro análisis donde si se agregó un material se hizo a través de la base de datos de Fluent. Esta ventana también presenta las propiedades del material (marcados con el cuadro amarillo en la Figura 25), las cuales se pueden modificar. Si se modifican las propiedades se debe presionar el botón *Change/Create* y posteriormente cerrar la ventana con el botón *Close*, de lo contrario las modificaciones a las propiedades no se van a realizar. Si por otro lado se desea eliminar el material seleccionado de la lista se presiona el botón *Delete* (marcado con un cuadro verde en la Figura 25). Por último, si se desea cerrar la ventana sin realizar ninguna modificación se presiona el botón *Close* (marcado con un cuadro morado en la Figura 25).

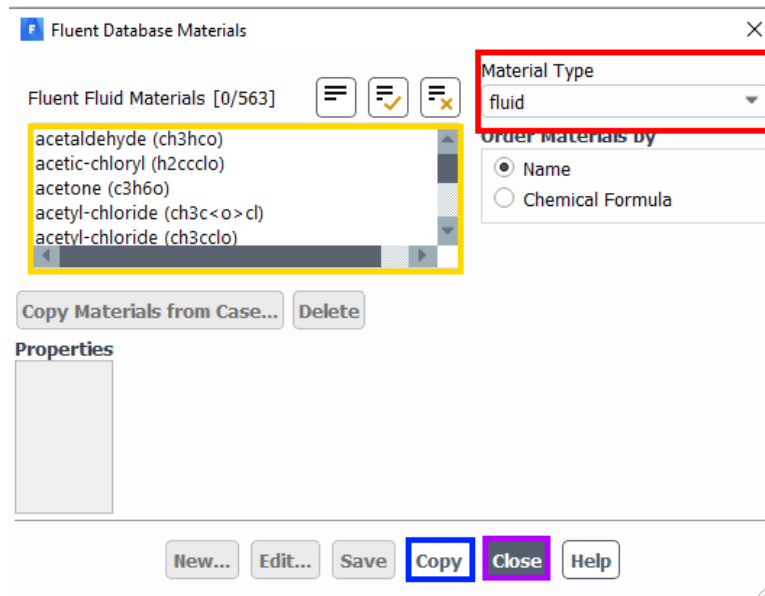
Figura 25. Ventana de edición de materiales



Fuente: Elaboración propia

Si se desea agregar un material a partir de la base de datos de Fluent se abrirá una ventana en la que aparecen una lista de materiales disponibles (marcado en la Figura 26 con un cuadro amarillo) de un tipo de material, ya sea sólido o líquido, el cual se puede modificar en el área seleccionada con el recuadro rojo en la Figura 26. Al seleccionar un material de la lista que se desee agregar al análisis se presiona el botón de *Copy* (marcado en azul en la Figura 26) y el material con sus propiedades predeterminadas se agregará a la lista de materiales del análisis. Si no se desea agregar nada, se presiona el botón de *Close* (marcado en morado en la Figura 26).

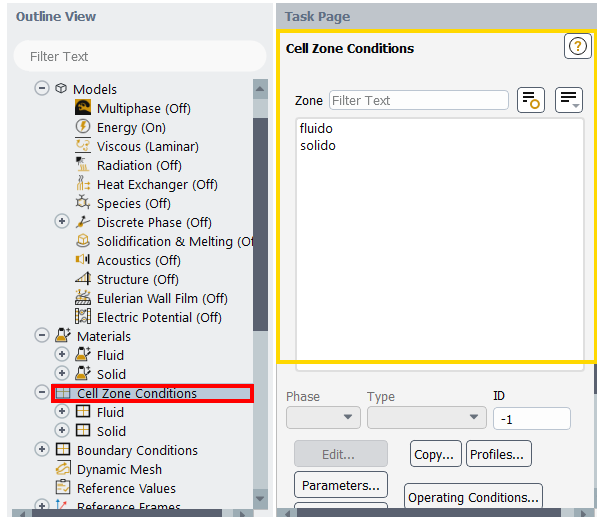
Figura 26. Base de datos de materiales



Fuente: Elaboración propia

Siguiendo con los parámetros del análisis se tiene que definir las condiciones de las zonas del análisis, el cual está marcado con un recuadro rojo en la Figura 27. Al escoger este parámetro se despliega la lista de zonas detectadas en el modelo (marcado con un cuadro amarillo en la Figura 27). Como se puede observar, los nombres de estas zonas coinciden con las selecciones de cuerpos que se realizó en el mallado. En este parámetro se puede modificar el material correspondiente a cada zona al presionar dos veces el botón izquierdo del mouse sobre el nombre de la zona a modificar.

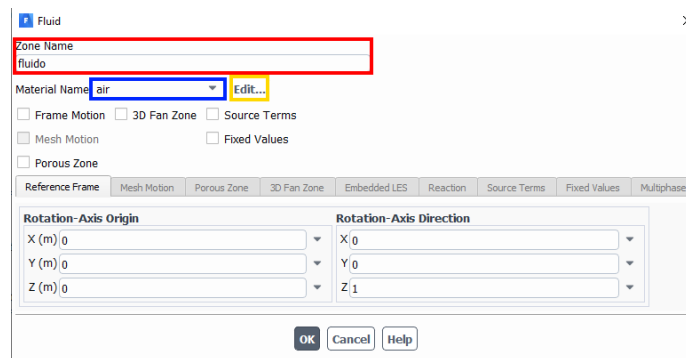
Figura 27. Configuración de zonas



Fuente: Elaboración propia

Una vez se haya decidido editar la zona se abrirá una ventana, en la que se presenta el nombre de la zona que está siendo editada (marcada en la Figura 28 con un cuadro rojo) y la opción de tanto cambiar el material del cual está hecha dicha zona (marcado con un cuadro azul en la Figura 28), así como modificar las propiedades de dicho material (marcado en la Figura 28 con un cuadro amarillo). Al igual que en las ventanas anteriores, si se presiona el botón *OK* los cambios serán guardados, mientras que al presionar *Cancel* no se guardarán las modificaciones realizadas a las zonas.

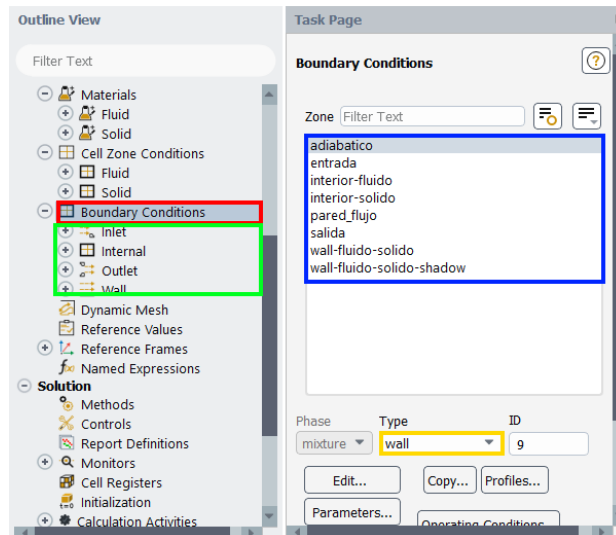
Figura 28. Ventana de edición de zonas



Fuente: Elaboración propia

El siguiente parámetro modificado son las condiciones frontera, a las cuales se ingresa al seleccionar la opción marcada con el cuadro rojo en la Figura 29. Una vez seleccionado este parámetro se presentan todas aquellas zonas que pueden ser modificadas para definir estas condiciones (la lista está marcada con el cuadro azul de la Figura 29). Nuevamente, estas zonas presentan los nombres que se asignaron a las selecciones de superficies en el mallado. Se puede modificar la condición frontera de la zona presionando dos veces el botón izquierdo del mouse sobre esta, sin embargo, al seleccionar una zona se puede observar qué tipo de condición se asignó a esta zona (lo cual se puede apreciar en el recuadro amarillo de Figura 29), la cual al cambiar el tipo de condición abre una ventana para modificar las condiciones según el tipo. Adicionalmente, se puede observar a la izquierda que las condiciones se agrupan por tipos (marcado con el cuadro verde de la Figura 29), lo cual puede agilizar la modificación posterior de estas condiciones.

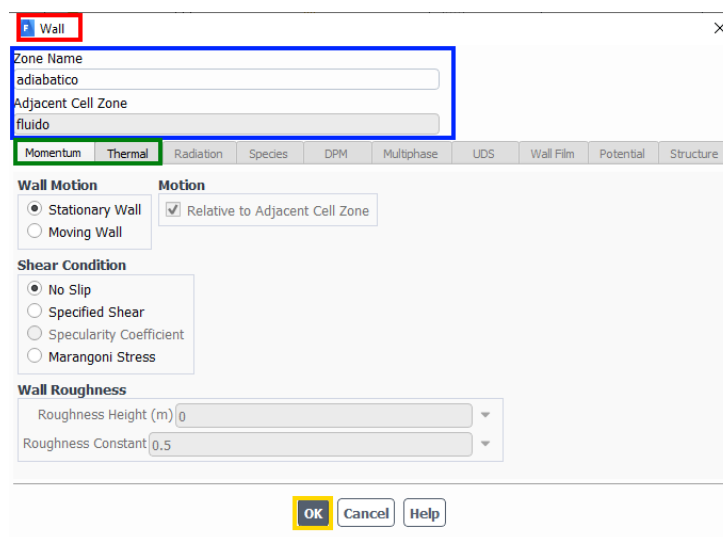
Figura 29. Configuración de condiciones frontera



Fuente: Elaboración propia

Al editar una condición frontera se abre una ventana cuyo título es el tipo de frontera asignada (marcado en el cuadro rojo de la Figura 30) a la zona editada (cuyo nombre y zona adyacente aparecen marcados con el cuadro azul en la Figura 30). Cuando una superficie seleccionada es adyacente tanto a un cuerpo como a otro (por ejemplo, al sólido y al fluido) se van a crear dos zonas, una con el mismo nombre que se le asignó a la selección en Meshier y otra que es la sombra de esta selección, que tendrá el mismo nombre, pero con el sufijo *-shadow*. La zona adyacente es importante en estos casos en pues esta define a que *cuerpo* va a afectar la condición frontera aplicada. Como se puede observar, en el caso de las condiciones de tipo pared pueden modificarse como parámetros de *Momentum* y *Thermal* (como se puede observar en las pestañas marcadas con el cuadro verde de la Figura 30). Según el tipo de la condición estos parámetros modificables varían. En el caso de las condiciones de *Momentum* no se modificó nada en este análisis. Una vez realizadas las modificaciones deseadas se debe presionar el botón *OK* (marcado con el recuadro amarillo de la Figura 30) para que se guarden estos cambios.

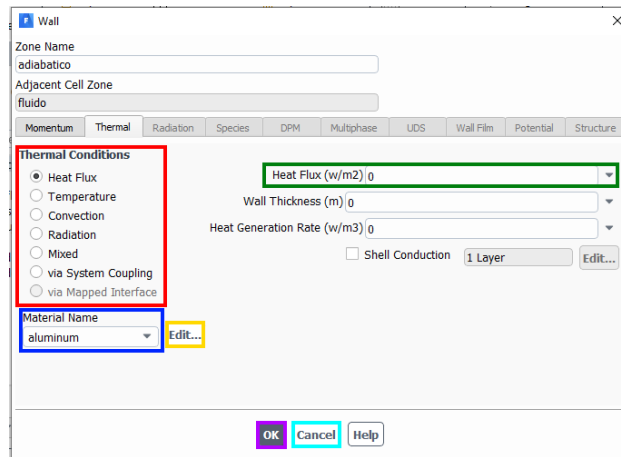
Figura 30. Ventana de edición de condición Wall – Pestaña Momentum



Fuente: Elaboración propia

Al editar las condiciones térmicas se presentan varias opciones, las cuales están marcadas por el cuadrado rojo en la Figura 31. En este caso, como se puede observar, la zona elegida tenía el nombre de *adiabático* lo cual significa que esta superficie no experimenta un flujo de calor, por lo que este para esta condición se fijó el flujo de calor de esta superficie con un valor de 0 W/m^2 (como se puede observar en el recuadro verde de la Figura 31). Por otra parte, en la pared llamada *pared_flujo* el flujo de calor tendría el valor del calor de entrada en el sistema. En estas condiciones se muestra el material sólido cuyas propiedades van a definir el comportamiento de la condición (marcado con un cuadro azul en la Figura 31), por lo que es importante que si se cambia el material se verifique en cada condición que este material sea el correcto. En esta ventana también se pueden modificar las propiedades de los materiales presionando el botón *Edit* (marcado con un cuadro amarillo en la Figura 31). En dado caso no se quiera asignar ninguna condición térmica (como, por ejemplo, en una de las sombras generadas) suele aparecer una opción dentro de las condiciones llamada *Coupled*, lo cual no asigna ninguna condición que delimite la simulación. Una vez modificada la condición se debe de presionar el botón *OK* (marcado con un cuadrado morado en la Figura 31) para guardar los cambios, o el botón *Cancel* (marcado con un cuadrado celeste en la Figura 31) para descartar cualquier cambio.

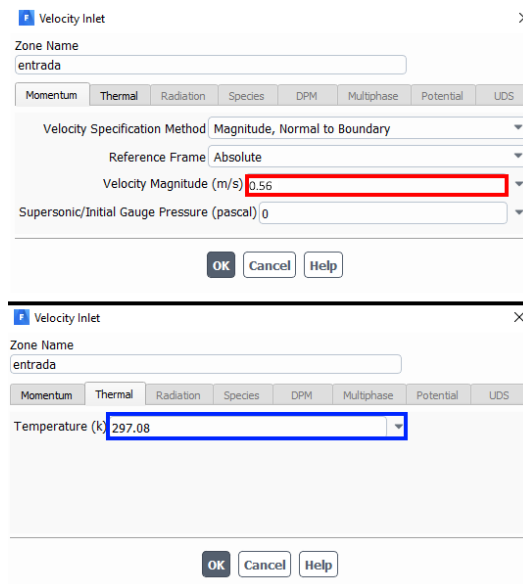
Figura 31. Ventana de edición de condición *Wall* – Pestaña *Thermal*



Fuente: Elaboración propia

Para los tipos de *Velocity Inlet*, que son las superficies donde se considera que el fluido entra al volumen definido, nuevamente se pueden modificar las condiciones de *Momentum* y *Thermal*, en este caso son las condiciones del fluido que rodea el dissipador. Para las condiciones de *Momentum* el único parámetro modificado era el de velocidad (marcado con un cuadro rojo en la Figura 32) y este parámetro fue el que se fue ajustando para que las condiciones de simulación fueran semejantes a las condiciones reales, comparando el coeficiente de convección h calculado con el valor simulado. Por otra parte, el único parámetro modificable en las condiciones de la pestaña *Thermal* es la temperatura del aire (señalado con un cuadro azul en la figura 32), en la que se colocó el valor de la temperatura ambiental medida promedio al realizar la medición.

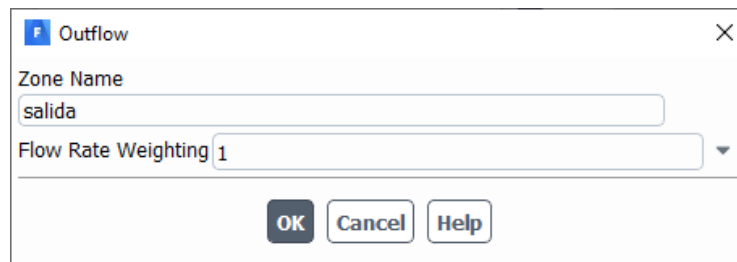
Figura 32. Ventanas de edición de condición *Velocity Inlet*



Fuente: Elaboración propia

Para la condición de Outflow el único parámetro que se define es el porcentaje del flujo de entrada que sale por dicha superficie. Por ser convección natural (flujo originado por diferencia de densidades) el flujo debería ser puramente vertical, sin embargo, para simular la convección se asignó entrada de aire lateral por todos los lados del fluido y que la salida de este flujo sería únicamente vertical, por lo que el flujo de salida es del 100%, o 1.

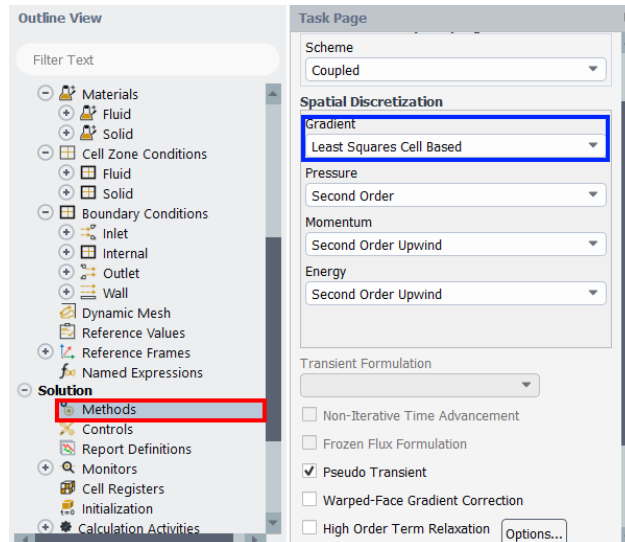
Figura 33. Ventana de edición de condición *Outflow*



Fuente: Elaboración propia

Una vez asignadas todas las condiciones fronteras del caso, se procede a configurar la solución de la simulación. El primer parámetro modificado es el método de la solución, al cual se tiene acceso presionando dos veces el botón izquierdo en la opción marcada con el cuadro rojo en la Figura 34. La única opción modificada fue el gradiente, marcado con el cuadro azul en la Figura 34, pues se sugiere que se use segundo orden para obtener resultados más exactos, sin embargo, también se recomienda que se haga una primera iteración con cálculos de primer orden para intentar que haya convergencia en la solución, para posteriormente cambiar a segundo orden e intentar que el sistema vuelva a converger. Por otra parte, se escogió como gradiente la opción *Least Squares Cell Based* pues este método es el recomendado para asegurar la interpolación de segundo orden.

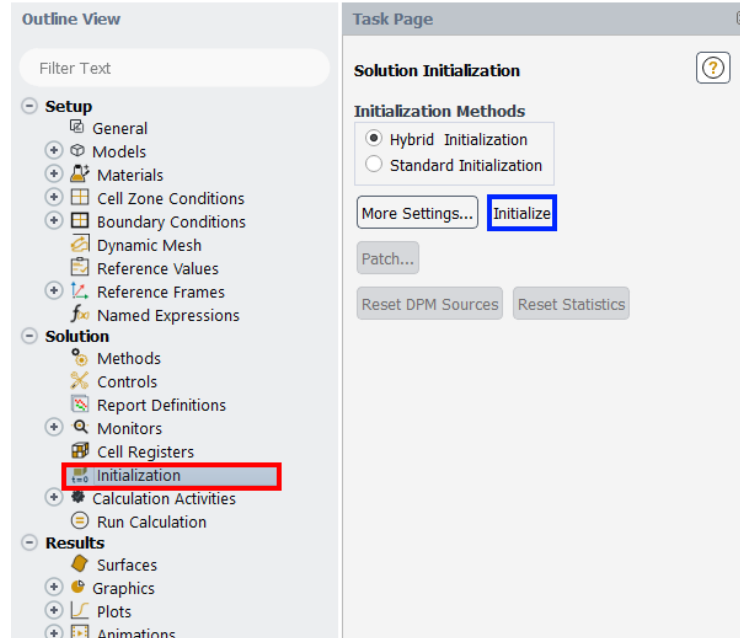
Figura 34. Configuración de método de solución



Fuente: Elaboración propia

Tras definir el método se procedió a inicializar la solución. Esto se hace presionando dos veces el botón izquierdo del mouse en el parámetro de *Initialization* (marcado en el cuadro rojo de la Figura 35) y luego de escoger un método de inicialización presionando el botón *Initialize* (marcado en el cuadro azul de la Figura 35). La inicialización híbrida es el método por defecto para la inicialización de casos de estado estacionario, por lo que no se cambió este método. La inicialización sirve para que Fluent pueda tener una estimación previa de la solución con los parámetros introducidos.

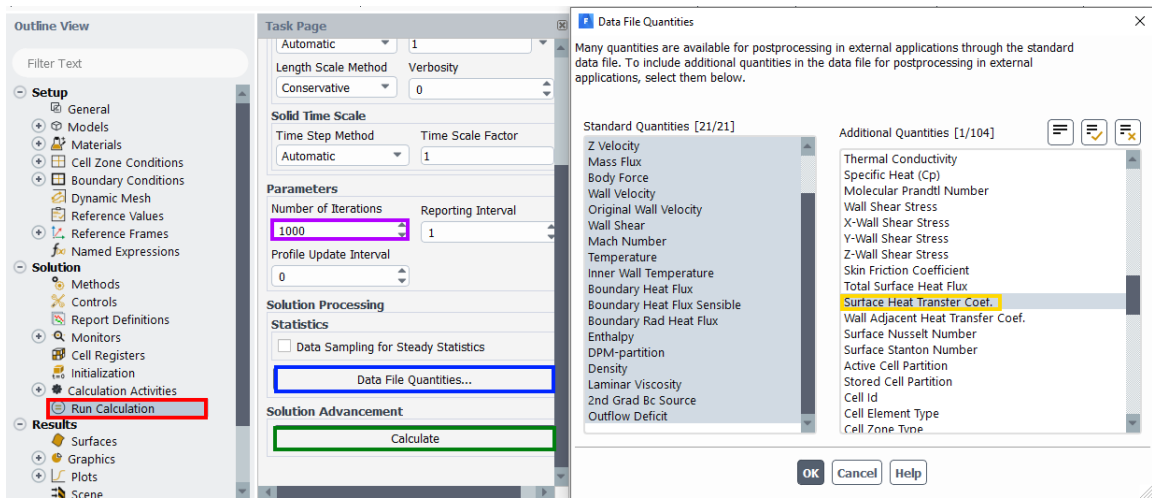
Figura 35. Inicialización de simulación



Fuente: Elaboración propia

El último paso en Fluent consiste en correr la simulación para calcular la solución. Para hacer esto se selecciona el parámetro de *Run Calculation* (marcado con el cuadro rojo en la Figura 36). Una vez abierto este parámetro, el primer paso realizado fue abrir la ventana de *Data File Quantities* (marcado con el cuadro azul en la Figura 36) y buscar en la lista *Additional Quantities* el valor *Surface Heat Transfer Coef.* (marcado con amarillo en la Figura 36). Esto se hace para que Fluent también calcule este coeficiente, el cual es el equivalente al coeficiente de transferencia de calor por convección h , el cual fue uno de los parámetros de comparación entre los valores calculados con la simulación. Una vez seleccionada esta cantidad, se presionó el botón *OK* para luego definir el número de iteraciones (marcado en el cuadro morado en la Figura 36) como 1000 y finalmente hacer que el programa calculara la solución presionando el botón marcado en verde en la Figura 36. En el caso presente, la convergencia del resultado para el disipador y el termosifón ocurrió antes de que se llegara a las 1000 iteraciones.

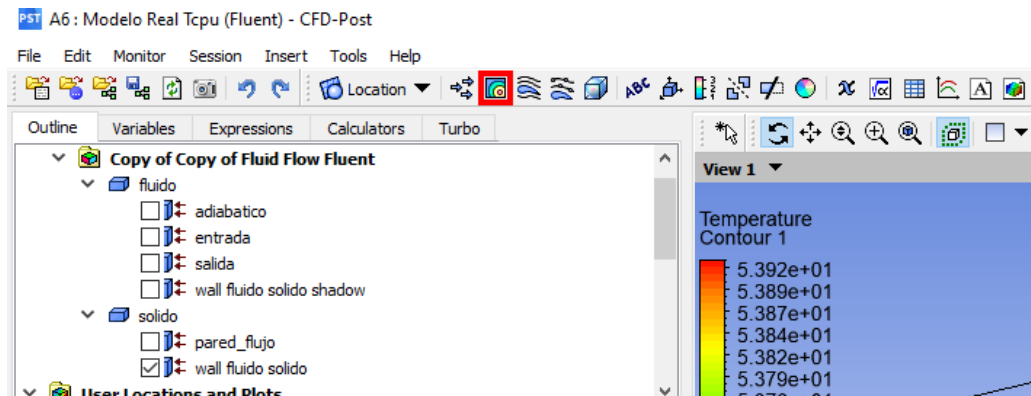
Figura 36. Configuración de cálculos de simulación



Fuente: Elaboración propia

Media vez la solución haya convergido o terminado su número de iteraciones se pueden revisar los resultados. Si bien se pueden ver ciertos resultados en Fluent, en este análisis se hizo en CFD-Post, por lo que al finalizar los cálculos se cerró Fluent y presiona dos veces el botón izquierdo del mouse en el parámetro de *Results* en el proyecto. Una vez abierto CFD-POST, para tener un resultado gráfico de la temperatura del disipador se agregó un contorno, el cual se incluye presionando el botón izquierdo del mouse en la opción que está indicada por el cuadrado rojo en la Figura 37.

Figura 37. Asignación de contorno

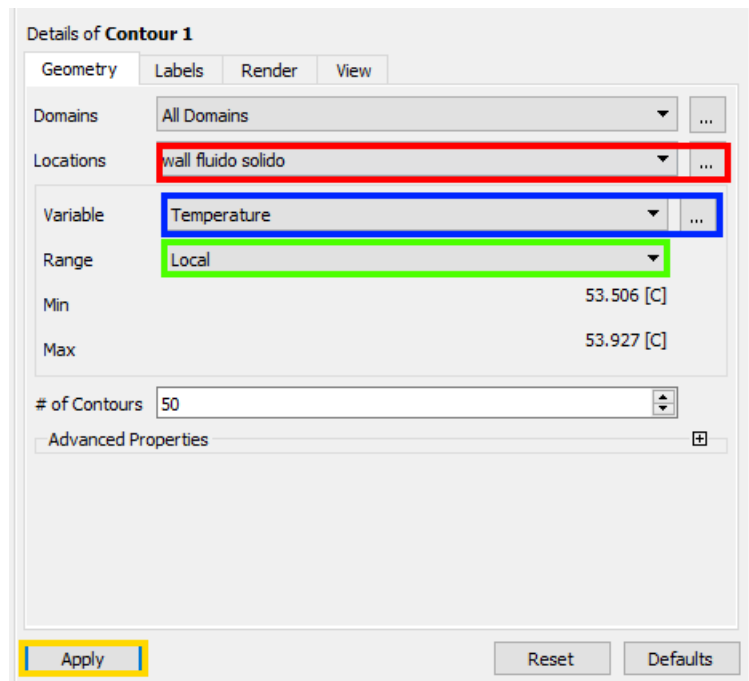


Fuente: Elaboración propia

Una vez agregado y nombrado el contorno aparecerá en la parte izquierda de la pantalla en la lista de elementos el contorno, el cual al ser seleccionado abrirá un recuadro con los detalles del contorno debajo de la lista de elementos. En este cuadro se puede escoger qué superficies son las que se desean pintar con el contorno al presionar el botón marcado con un cuadro rojo en la Figura 38, o en los puntos ubicados en el extremo derecho del mismo cuadro. Para que el contorno afecte varias superficies se puede presionar los

puntos ubicados en el extremo derecho del cuadro rojo de la Figura 38 y seleccionar distintas superficies de la lista mientras se mantiene presionado *Ctrl*. Luego se define la variable que va a representar el contorno en el cuadro azul presentado en la Figura 38. Debajo de la variable se puede definir el rango del contorno, marcado con un cuadro verde en la Figura 38, si el contorno va a presentar una escala de color global contemplando todos los datos de la simulación o una escala local representada únicamente por las temperaturas que están contemplados en las superficies las cuales abarca el contorno. Una vez se ha definido el contorno se genera este al presionar el botón *Apply* marcado con un cuadro amarillo en la Figura 38.

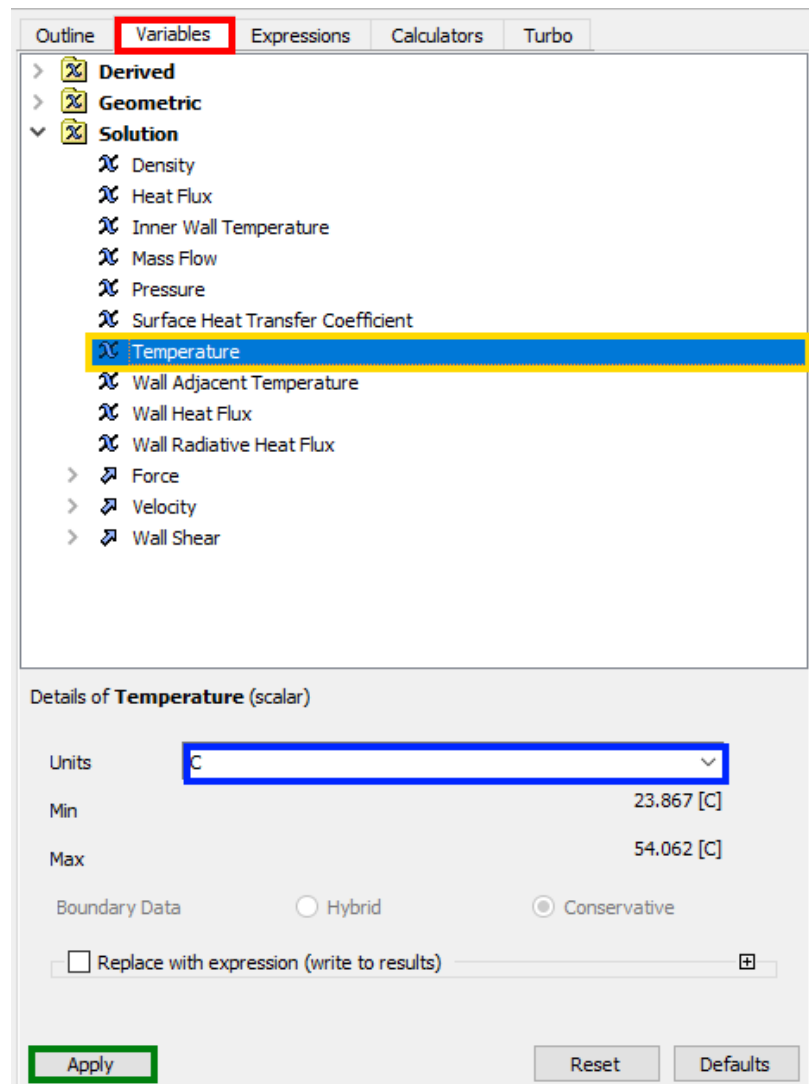
Figura 38. Configuración de contorno



Fuente: Elaboración propia

Luego de generar el contorno se puede cambiar la unidad con la que se va a representar la temperatura en el contorno al presionar la pestaña *Variables* del recuadro de la izquierda de la pantalla (como se muestra en el cuadro rojo de la Figura 39), seleccionar la variable *Temperature* (marcada con un cuadro amarillo en la Figura 39), cambiar la unidad a °C (marcado en el cuadro azul de la Figura 39) y presionar el botón de *Apply* (marcado de verde en la Figura 39).

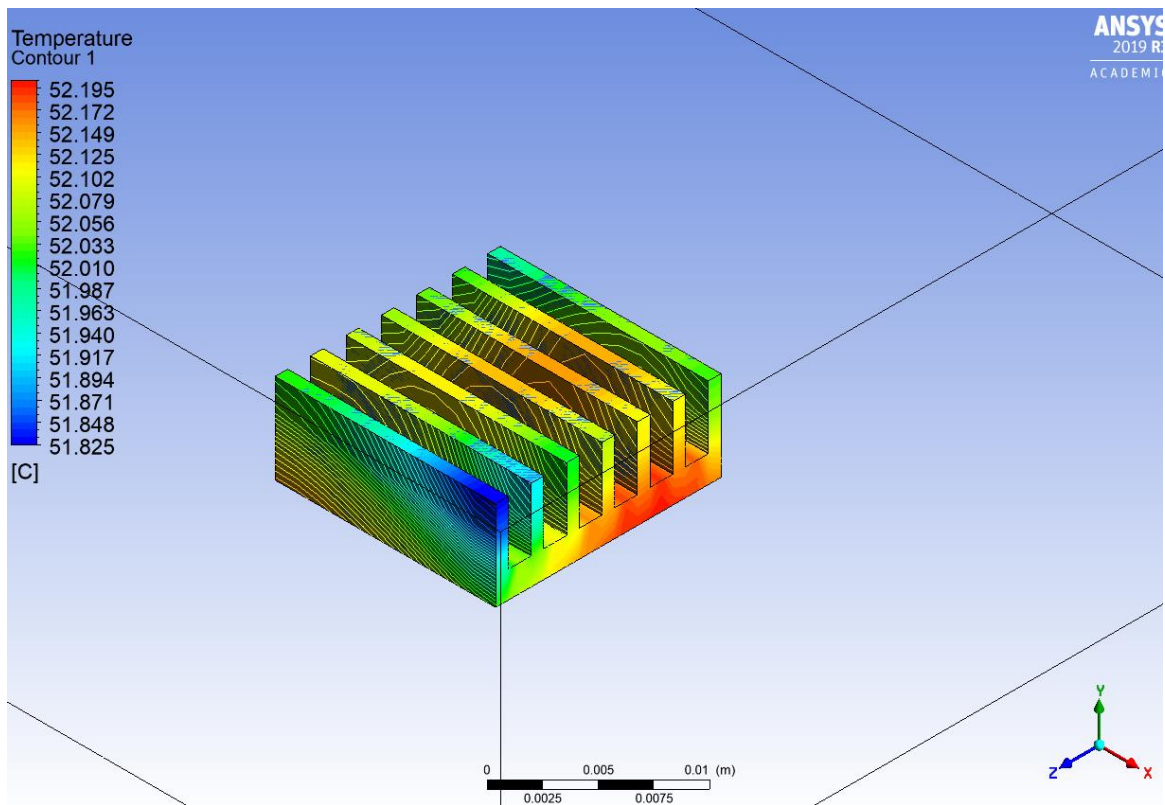
Figura 39. Pestaña de variables



Fuente: Elaboración propia

Tras hacer estos cambios el contorno de la simulación se debería ver similar al presentado en la Figura 40.

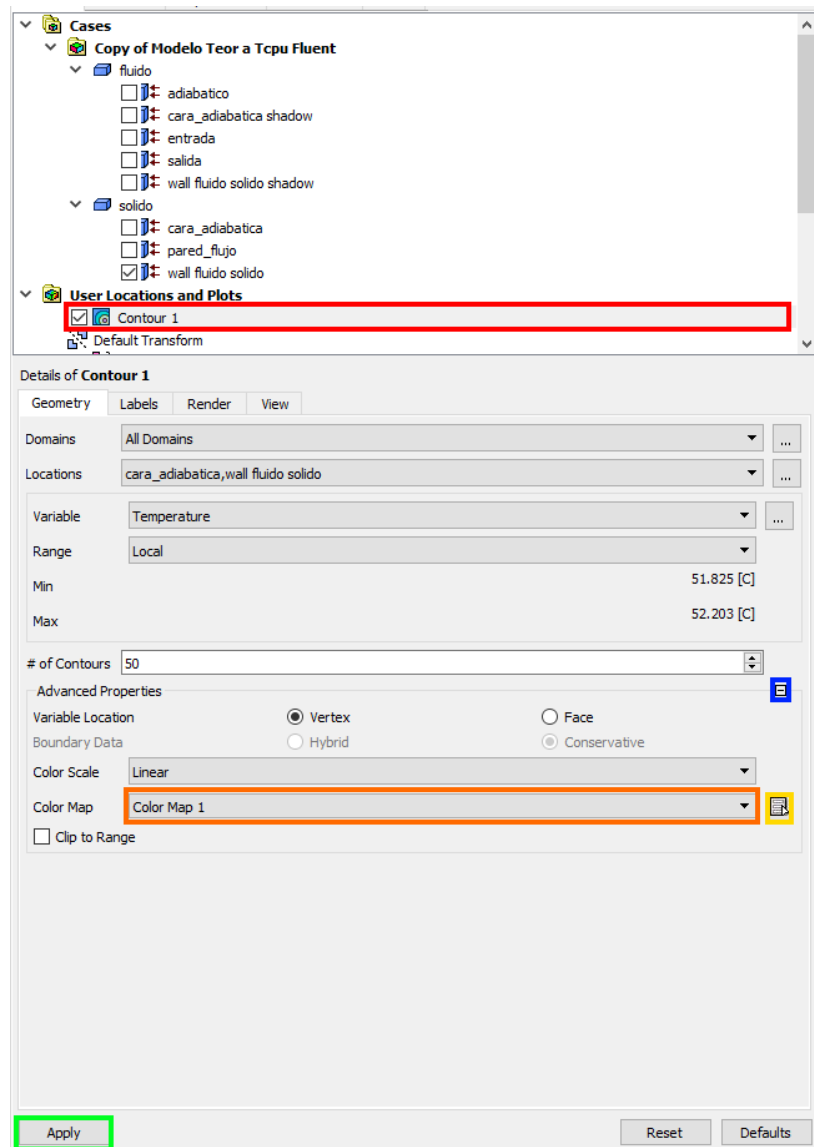
Figura 40. Contorno de temperatura



Fuente: Elaboración propia

Si se desea cambiar la escala de color del contorno se debe de seleccionar el contorno como se marca en el cuadro rojo de la Figura 41, luego desplegar las opciones de *Advanced Properties* presionando el botón marcado con el cuadro azul en la Figura 41. Aquí se puede seleccionar un mapa de color existente al desplegar el listado marcado con el cuadro anaranjado en la Figura 41, o se puede crear un nuevo mapa de color al presionar el botón marcado con el cuadro amarillo en la Figura 41 y seleccionar la opción de *New*. Presionando el botón marcado con el cuadro amarillo en la Figura 41 también permite editar el mapa de color actualmente seleccionado de la lista. Una vez seleccionado el mapa de color que se desea en el contorno se debe presionar el botón de *Apply*, marcado con el cuadro verde en la Figura 41.

Figura 41. Edición de aspecto de contorno

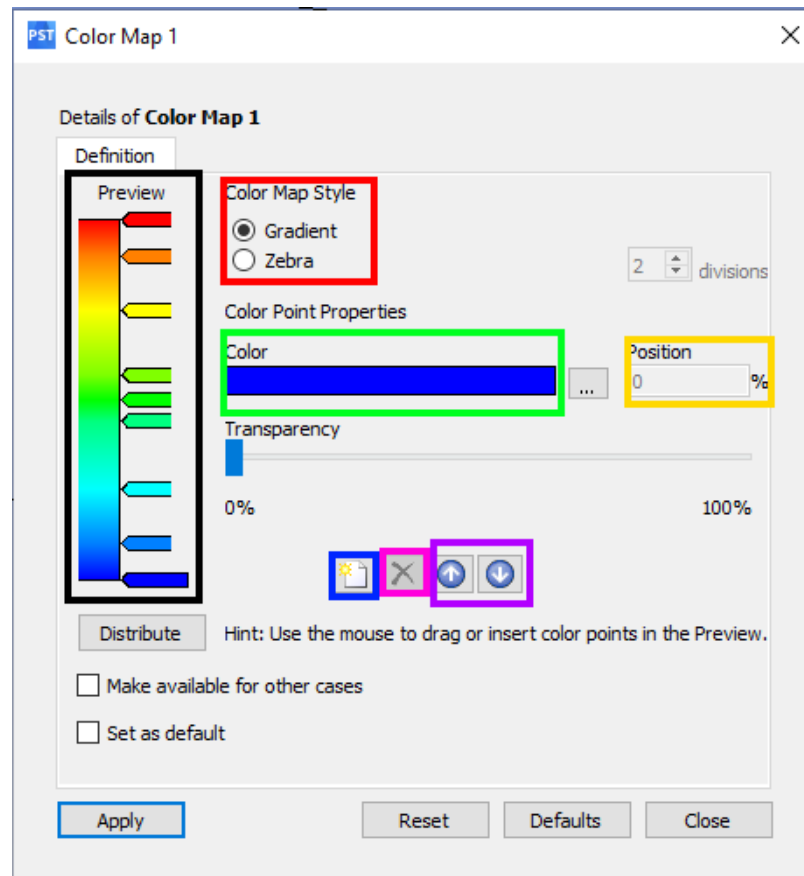


Fuente: Elaboración propia

Si se desea hacer un nuevo mapa de color, tras nombrarlo y seleccionar la opción de edición se abre la ventana mostrada en la Figura 42. Marcado con el cuadro negro en la Figura 42 se presentan los colores por los cuales se define la escala de colores a través de marcadores en distintos puntos de una barra, que representa el rango de la propiedad que representa el contorno. Se puede cambiar el estilo del mapa de color en el área marcada con el cuadro rojo de la Figura 42, ya sea que se desea que los colores cambien gradualmente según los colores definidos con la opción *Gradient* o que sean colores intercalados con la opción *Zebra*. Si se presiona uno de los marcadores ubicados en la izquierda se puede cambiar el color de dicho marcador al presionar en el cuadro que dice *Color* marcado con el cuadro verde en la Figura 42, lo cual va a cambiar el color del marcador seleccionado, o se puede presionar el botón que está a la derecha del cuadro verde de la Figura 42 para

escoger el color que se desea en el marcador. También se puede cambiar la ubicación del marcador a lo largo de la escala al cambiar el porcentaje de la opción *Position*, el cual es el porcentaje que dicho color va a representar en la escala. Si se desea agregar un marcador a la escala se puede presionar el botón marcado con el cuadro azul en la Figura 42, si se desea eliminar el marcador seleccionado se puede presionar el botón marcado con rosa en la Figura 42 y si se desea cambiar la posición del marcador en la escala se puede presionar los botones marcados con morado en la Figura 42.

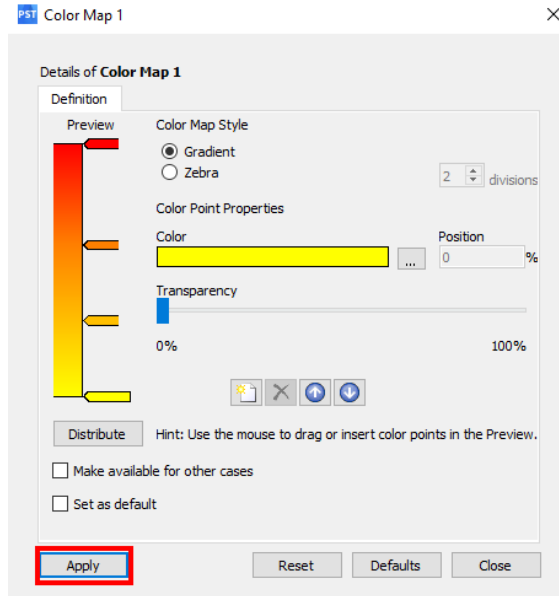
Figura 42. Ventana de edición de escala de color de contorno



Fuente: Elaboración propia

En este caso, se escogió cambiar la escala de color a la que se presenta en la Figura 43 y posteriormente se presionó el botón *Apply*, marcado con un recuadro rojo en la Figura 43.

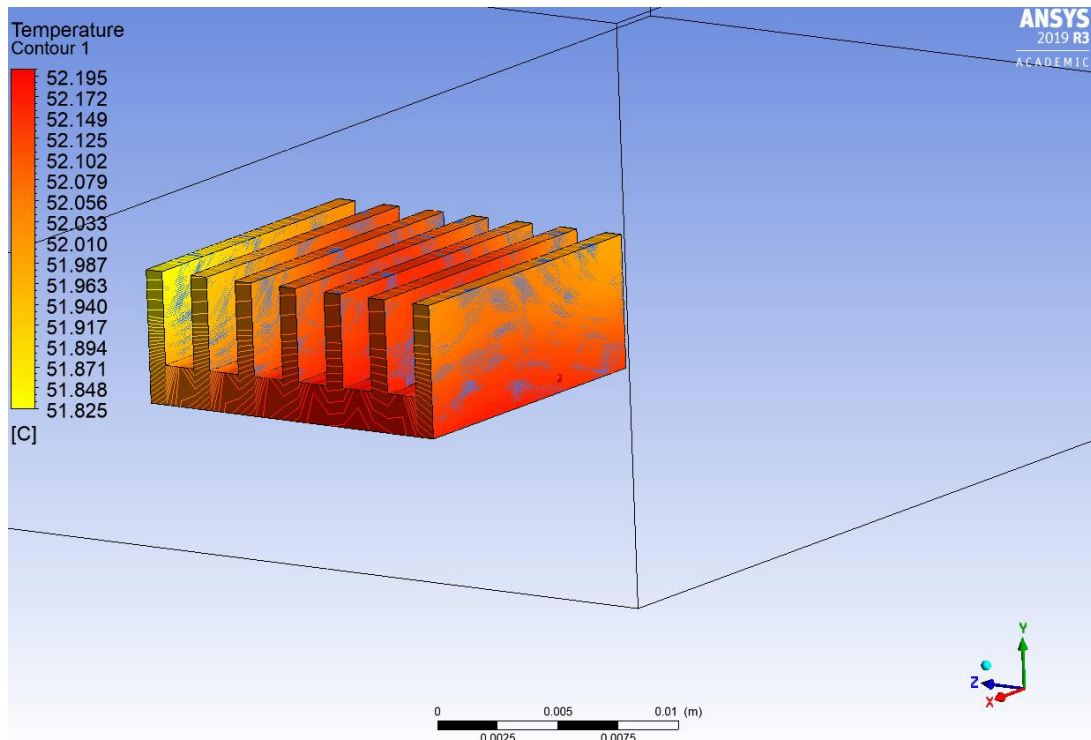
Figura 43. Escala de color modificada



Fuente: Elaboración propia

Por lo que la representación gráfica del contorno de temperatura cambio su apariencia a la que se presenta en la Figura 44.

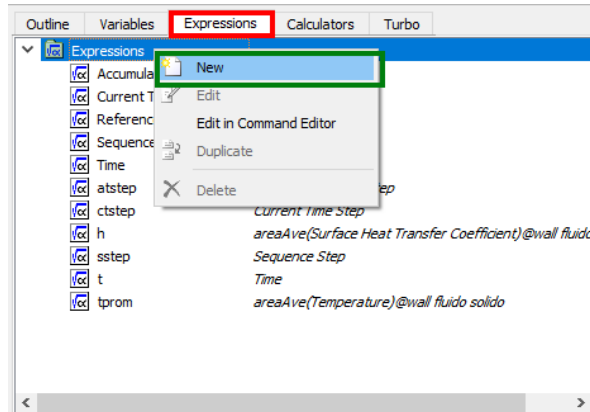
Figura 44. Contorno termográfico modificado



Fuente: Elaboración propia

Luego, para poder ver el coeficiente de intercambio de calor por convección promedio de la simulación se presiona la pestaña de *Expressions* (marcado con el cuadro rojo en la Figura 45) y se escoge la opción de *New* (marcada con el cuadro verde en la Figura 45).

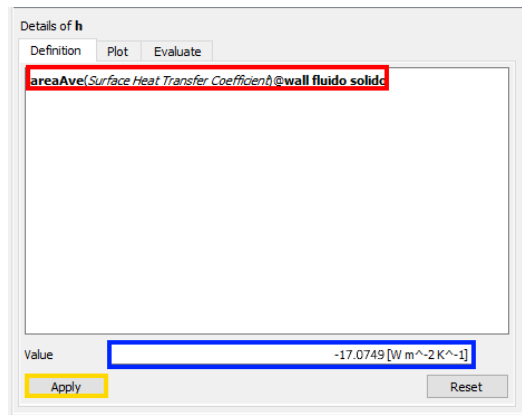
Figura 45. Creación de expresión



Fuente: Elaboración propia

Una vez se haya asignado el nombre a la expresión al seleccionarla en la lista de expresiones se va a abrir un cuadro debajo de la lista para definir dicha expresión. Para definir el coeficiente de intercambio de calor por convección h se ingresa el código: `areaAve(Surface Heat Transfer Coefficient)@superficie` en el espacio marcado con el cuadro rojo en la Figura 46. La palabra en negrilla en el código debe remplazarse por el nombre de la superficie que se desea analizar. Una vez ingresado el código se presiona el botón *Apply* (marcado con amarillo en la Figura 46) y desplegará el valor promedio del coeficiente de intercambio de calor por convección en el espacio marcado con el cuadro azul de la Figura 46. Finalmente, para obtener la temperatura promedio (que también fue un parámetro de comparación entre la simulación y las mediciones) se hace el mismo procedimiento, pero el código en este caso sería `areaAve(Temperature)@superficie`.

Figura 46. Expresión de coeficiente de transferencia de calor por convección



Fuente: Elaboración propia