

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE VALPARAÍSO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

**“DISEÑAR UN EQUIPO QUE PERMITA CALCULAR LA CONDUCTIVIDAD  
TÉRMICA DE MATERIALES SÓLIDOS, A TRAVES DE LA LEY DE CONDUCCIÓN  
DE FOURIER”**

**Memoria para optar al Título de:  
INGENIERO MECÁNICO**

**ALUMNO : DANIEL ARAYA G.  
PROFESOR GUIA: YUNESKY MASIP M.**

**2017**

## **DEDICATORIA**

*Este trabajo va dedicado a mi futura esposa e hija, quienes son un pilar fundamental en las metas que me he propuesto.*

*Daniela Meza e Isabella Araya, gracias por ser así...*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a mis formadores de la Pontificia Universidad Católica de Valparaíso, personas de gran sabiduría, quienes pusieron todo su empeño en la labor de enseñar y transmitir sus conocimientos con dedicación que los ha regido.

Sencillo no ha sido el proceso, por esta razón un agradecimiento especial a mi profesor guía, el Dr. Yunesky Masip Macia, con especialidad en la ingeniería térmica, por guiar y enrielar mi camino a la hora de desarrollar esta memoria.

Agradezco también al señor Nino Bruno Diez., ingeniero mecánico con especialidad en Diseño e ingeniería asistido por computadora, por reunirse conmigo y transmitir su conocimiento de la dinámica de fluidos computacional (CFD).

## RESUMEN

Resulta de mucha importancia conocer la conductividad térmica ( $k$ ) de materiales sólidos, líquidos y gaseosos, esto debido a innumerable cantidad de equipos electrónicos, calderas, intercambiadores de calor, secadores, radiadores, etc., donde es de vital importancia conocer esta propiedad física. La innumerable cantidad de nuevos materiales, ejemplo el: grafeno, kevlar, etc. lleva al desarrollo de técnicas precisas para medir  $k$ . A su vez, resulta un desafío medir la conductividad térmica en láminas de espesores delgados, donde se busca aislar térmicamente utilizando una delgada lámina de material o medir  $k$  a temperaturas de criogenia o en altísimas temperaturas. Con este fin, se presenta un estudio del arte que abarca las técnicas empleadas más conocidas para medir la conductividad térmica de los materiales, donde se hace mención de sus ventajas y desventajas.

Se diseña un equipo para medir  $k$  en materiales sólidos, donde se utiliza el método absoluto, donde resulta necesario esperar el equilibrio térmico o estacionario para obtener mediciones certeras. Se realizan comparaciones de resultados obtenidos a través de los métodos analíticos existentes en transferencia de calor, con lo calculado por el software *Flow Simulation* para: las características de un ventilador, la determinación de coeficientes de convección forzado y la resistencia térmica de distintas capas de materiales. Validación en el capítulo 4 DINAMICA DE FLUIDOS Y VALIDACION DE FLOW SIMULATON.

Para determinar  $k$  en el equipo se utiliza la ley de Fourier de manera unidimensional evitando las pérdidas de calor con el entorno y se compara este valor con el de un experimento en un laboratorio. (IJAREEIE, 2015)

La Planimetría se encuentra en un CD junto a la contratapa de esta memoria. Ver Anexo: 10.1 PLANIMETRIA Y VIDEOS DE LA SIMULACION.

## INDICE

1	INTRODUCCION.....	- 1 -
2	TRANSFERENCIA DE CALOR .....	- 2 -
2.1	DEFINICION .....	- 3 -
2.2	TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	- 3 -
2.3	CONDUCCIÓN .....	- 3 -
2.4	CONVECCION.....	- 7 -
2.5	RADIACION .....	- 8 -
2.6	EMISIVIDAD .....	- 9 -
2.7	REFLEXIÓN DE LOS CUERPOS OPACOS.....	- 11 -
2.8	LEY DE STEFAN-BOLTZMANN .....	- 12 -
3	ESTADO DEL ARTE .....	- 13 -
3.1	METODOS ESTACIONARIOS.....	- 13 -
3.1.1	TECNICA ABSOLUTA .....	- 13 -
3.1.2	TECNICA COMPARATIVA.....	- 14 -
3.1.3	METODO DE FLUJO DE CALOR RADIAL .....	- 16 -
3.1.4	TECNICA CONDUCTANCIA TERMICA PARALELA .....	- 17 -
3.2	METODOS TRANSIENTES O TRANSITORIOS. ....	- 18 -
3.2.1	TECNICA DE LA POTENCIA DEL PULSO .....	- 18 -
3.2.2	METODO DEL ALAMBRE CALIENTE .....	- 20 -
3.2.3	FUENTE PLANA TRANSITORIA.....	- 21 -
3.2.4	METODO DE DESTELLO LASER POR DIFUSIVIDAD TÉRMICA.....	- 22 -
3.3	LAMINAS DELGADAS.....	- 23 -
3.3.1	METODO $3\omega$ .....	- 24 -

4	DINAMICA DE FLUIDOS Y VALIDACION DE FLOW SIMULATON.....	- 26 -
4.1	Mallado.....	- 28 -
4.1.1	Convergencia .....	- 29 -
5	EXPERIMENTO.....	- 30 -
5.1	COMPONENTES .....	- 30 -
5.2	REPRESENTACION ESQUEMATICA.....	- 30 -
6	DISEÑO DEL EQUIPO DE MEDICION .....	- 33 -
6.1	CONSIDERACIONES .....	- 33 -
6.2	COMPONENTES .....	- 35 -
6.2.1	Calefactor .....	- 35 -
6.2.2	Cable Eléctrico .....	- 36 -
6.2.3	TRIAC .....	- 36 -
6.2.4	Sistema de Refrigeración .....	- 37 -
6.2.5	Características Técnicas del enfriador .....	- 37 -
6.2.6	Curva característica del ventilador .....	- 38 -
6.3	Ventilador.....	- 41 -
6.3.1	Laca .....	- 45 -
6.3.2	Termocupla y registrador de datos.....	- 46 -
7	DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS DEL EQUIPO BAJO REGIMEN ESTACIONARIO .....	- 48 -
7.1	Cálculo del coeficiente de convección forzado ( $h$ ).....	- 48 -
7.1.1	Cálculo de convección forzado ( $h$ ) para una placa o aleta.....	- 48 -
7.1.2	Cálculo de convección forzado para un cuerpo cilíndrico. ....	- 53 -
7.2	Análisis térmico en el equipo para medir conductividad térmica en sólidos.....	- 56 -

7.2.1	Consideraciones basadas en la teoría de la transferencia de calor.....	- 58 -
7.2.2	Temperatura radial del calefactor sobre los materiales aislantes: .....	- 62 -
7.2.3	Ley de Fourier para medir la conductividad térmica.....	- 67 -
8	CONCLUSIONES.....	- 70 -
9	NOMENCLATURA GENERAL.....	- 73 -
10	BIBLIOGRAFIA.....	- 75 -
11	ANEXO.....	- 77 -
11.1	PLANIMETRIA Y VIDEOS DE LA SIMULACION.....	- 77 -
11.2	HARWARE DEL COMPUTADOR.....	- 77 -

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1:	Lectura tomada durante el experimento. Tabla de (IJAREEIE, 2015, pág. 5051).....	- 31 -
Tabla 2:	$k$ y resistencia ( $R_{th}$ ) respecto al tiempo. Fuente: (IJAREEIE, 2015, pág. 5052).....	- 31 -
Tabla 3:	Interpolación respecto a la temperatura promedio de 323K.....	- 32 -
Tabla 4:	Curva característica del ventilador SANYO DENKI 109E1212A102 (119x119x38). .....	- 39 -
Tabla 5:	Valores de Caudal y presión del ventilador SANYO DENKI 109E1212A102 (120x120x26). .....	- 40 -
Tabla 6:	Resultados por fórmula y simulación. Análisis en ventilador.....	- 45 -
Tabla 7:	Resultados por fórmula y simulación. Convección en placa. ....	- 52 -
Tabla 8:	Resultados por fórmula y simulación. Convección en tubo hueco. ....	- 56 -
Tabla 9:	Coefficientes de Conductividad térmica. ....	- 59 -
Tabla 10:	Resultados por fórmula y simulación de la temperatura por capas.....	- 67 -
Tabla 11:	Interpolación respecto a la temperatura promedio de 359.86K.....	- 69 -

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Rango de la conductividad térmica a la temperatura ambiente 293K. Ilustración: (Cengel, 2007, pág. 21). .....	- 5 -
Figura 2: Variación de la conductividad térmica respecto a su temperatura K. Ilustración: (Cengel, 2007, pág. 22). .....	- 6 -
Figura 3: Enfriamiento de un huevo cocido por convección forzada y convección natural. Ilustración: (Cengel, 2007, pág. 26). .....	- 8 -
Figura 4: La luz incidente, se refleja o se transmite. Ilustración: elaboración propia.....	- 9 -
Figura 5: Emisividad de diferentes materiales a distintas temperaturas. Ilustración: (Cengel, 2007). .....	- 10 -
Figura 6: Emisividad de diferentes materiales a distintas longitudes de onda. Ilustración: (Cengel, 2007).....	- 10 -
Figura 7: Esquema de equipo medición por técnica absoluta. Fuente ilustración: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 7).....	- 15 -
Figura 8: Esquema de equipo medición por técnica comparativa. Fuente ilustración: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 7).....	- 16 -
Figura 9: Esquema de equipo medición por método de flujo de calor radial. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 7).....	- 17 -
Figura 10: Esquema de equipo medición por conductancia térmica paralela. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 7).....	- 18 -
Figura 11: a) Esquema de equipo por técnica de la potencia del pulso. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 15) b) Onda cuadrada de la Intensidad vs tiempo. Fuente: propia.....	- 19 -
Figura 12: Esquema Amplitud ves tiempo. Fuente: (Tritt, 2003, pág. 198).....	- 19 -
Figura 13: a) Medidas principales del método del alambre. b) Una corriente eléctrica constante pasa a través del alambre caliente. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 17).....	- 21 -
Figura 14: a) Elevación y corte de sección del TPS. b) Gráfica típica que muestra $D(\varnothing)$ es una expresión teórica adimensional del incremento de la conducción de calor	

del sensor y que es dependiente del tiempo. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 20)	- 22 -
Figura 15: Esquema del equipo con destello laser y medición de la difusividad térmica de la muestra. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 22)	- 23 -
Figura 16: Ubicación del calefactor en la muestra y el sensor en la superficie. Fuente: (Tritt, 2003, pág. 209.)	- 24 -
Figura 17: Volumen de control. Fuente: (www.esss.com 2017)	- 29 -
Figura 18: Diagrama de la configuración del experimento. Fuente: (IJAREEIE, 2015, pág. 5048)	- 30 -
Figura 19: Esquema de las partes principales del equipo de medición de conductividad térmica. Fuente: Propia	- 34 -
Figura 20: Gráfico de polímeros de baja conductividad térmica (rango entre 0.06 y 0.2w/(m*K)). Fuente: Software <i>Ces Edu Pack 2015</i>	- 35 -
Figura 21: Simbología del TRIAC. Fuente: (Chapman, 2005, pág. 158)	- 36 -
Figura 22: Característica de voltaje-corriente de un TRIAC. Fuente: (Chapman, 2005, pág. 159)	- 37 -
Figura 23: Dos ventiladores en serie enfriando por convección un radiador. Fuente: (Easypc)	- 37 -
Figura 24: Resumen de las Características técnicas del enfriador, Fuente: (Cooler Master)	- 38 -
Figura 25: Dimensiones del enfriador	- 38 -
Figura 26: Gráfica de la curva característica del ventilador Sanyo Denki 109E1212A102. Fuente: Biblioteca <i>Flow Simulation</i>	- 39 -
Figura 27: Gráfica de la curva característica del ventilador Hyper 212 Evo. Fuente: Propia	- 41 -
Figura 28: Resumen de resultados y gráfica de convergencia para cada resultado. Fuente: Propia	- 44 -
Figura 29: Velocidad del aire al pasar por el ventilador. Fuente: Propia	- 44 -
Figura 30: Especificaciones técnicas del epóxico ESF-2-5. Información de (Lakeshore)	- 45 -

Figura 31: Especificaciones técnicas de la termocupla FW05. Fuente: (Campbellsci).	- 46 -
Figura 32: Especificaciones técnicas del equipo CR800. Fuente: (Campbellsci).	- 47 -
Figura 33: Aire enfría la aleta por convección pasando por arriba y debajo de esta. Fuente: Propia.....	- 49 -
Figura 34: Mallado medio que representa en número de celdas de estudio donde se itera. Tamaño celda: $1 \times 0.6 \times 0.05 \text{mm}^3$ Fuente: Propia. ....	- 51 -
Figura 35: Pérdida de calor ( $Q$ ) y coeficiente de convección ( $h$ ) promedios. Fuente: Propia.....	- 51 -
Figura 36: a) Muestra el cambio lineal de $h$ sobre la placa. b) Puede verse un comportamiento lineal también, en este caso de la velocidad. Fuente: Propia.....	- 52 -
Figura 37: Aire enfría por convección y cruza el cilindro. Fuente: Propia. ....	- 53 -
Figura 38: Mallado con equidistancia en el refinado. El software analiza sólo la parte encerrada por el recuadro, lo que corresponde al límite para el estudio. Tamaño celda: $0.8 \times 0.6 \times 0.05 \text{mm}^3$ . Fuente: Propia. ....	- 55 -
Figura 39: Se muestra los resultados obtenidos para $Q$ y $h$ . Fuente: Propia. ....	- 56 -
Figura 40: Se combina un diagrama de superficie para $h$ sobre el tubo y una trayectoria de flujo de vectores para $V$ . Fuente: Propia. ....	- 57 -
Figura 41: Parámetros del mallado adaptativo.....	- 58 -
Figura 42: Mallado calculado para las aletas. Fuente: Propia.....	- 59 -
Figura 43: Mallado del equipo de conductividad térmica. Fuente: Propia. ....	- 60 -
Figura 44: Coeficiente de conductividad térmica del cobre puro vs temperatura. Fuente: Biblioteca <i>Flow Simulation</i> . ....	- 60 -
Figura 45: Coeficiente de conductividad térmica del acero inoxidable AISI 321 puro vs temperatura. Fuente: Biblioteca <i>Flow Simulation</i> . ....	- 61 -
Figura 46: Coeficiente de conductividad térmica del material Chromel constantan. Fuente: Biblioteca <i>Flow Simulation</i> . ....	- 61 -
Figura 47: Coeficiente de conductividad térmica de la aleación aluminio 5052. Fuente: Biblioteca <i>Flow Simulation</i> . ....	- 62 -
Figura 48: Distribución de $h_0$ sobre la carcasa. Fuente: Propia.....	- 62 -
Figura 49: Determinación del valor promedio de $h_0$ . Fuente: Propia. ....	- 63 -

Figura 50: Flujo de calor radial del calefactor: 0.044W. Fuente: Propia..... - 63 -

Figura 51: Variables consideradas y circuito de resistencias. Fuente: Propia. .... - 65 -

Figura 52: Cambio de temperatura en la sección media del equipo. Fuente: propia. .. - 66 -

Figura 53: Se representa la fuente de calor de 19,994W en la cuarta parte del calefactor debido a la simetría térmica impuesta. Fuente propia. .... - 67 -

Figura 54: Temperaturas en los sensores 1 y 2. El corte y ubicación de los sensores está al medio de la probeta en el plano xy. Fuente: propia..... - 68 -

## 1 INTRODUCCION

La conductividad térmica forma parte del diario vivir de las personas y se experimenta muchas veces sin saber en qué consiste, por ejemplo: Cuando usted se despierta y se sienta sobre la cama colocando sus pies descalzos sobre el piso, podrá sentir que el suelo está muy frío si este es baldosa o podrá sentirlo comfortable, si puso los pies sobre una alfombra. Si usted está pensando que la baldosa se encuentra a menor temperatura que la alfombra, está totalmente equivocado. Porque, lo normal es que toda la habitación está bajo un estado de equilibrio térmico o estacionario a la temperatura ambiental interna de la habitación. Entonces ¿qué ocurre?, ¿por qué se tiene una sensación de frío mayor sobre la baldosa? Lo que sucede realmente y tiene relación con este proyecto es que a una baldosa usted le otorga un flujo de calor mucho más alto que el que le entregaría a una alfombra. La influencia de esta transferencia de calor como podrá sospechar depende del material entre otros factores y está relacionado con la propiedad física llamada conductividad térmica que es un valor característico para cada material.

El origen del proyecto es por motivación del memorista que está muy interesado en la metodología analítica y de fundamentos de la transferencia de calor, como de la dinámica de fluidos computacional (CFD).

Los objetivos principales de este proyecto son:

- Presentar las diferentes técnicas que permiten medir la conductividad térmica de los materiales sólidos, para luego trabajar con un método en particular.
- Diseñar un equipo que permita medir la conductividad térmica de los materiales de manera certera, para esto es muy importante la geometría del equipo, sus materiales, sensores, etc. Se apoyará en la experiencia de científicos que realizaron cientos de pruebas para obtener valores fiables en sus experimentos, información que está disponible en la literatura asociada.
- Comparar la metodología analítica de la transferencia de calor con lo entregado por el *software* de dinámica de fluido computacional (CFD) *Solidworks Flow Simulation*.

Los objetivos secundarios de este proyecto son:

- Aprender la utilización del software *Flow Simulation*.
- Explicar como *Flow Simulation* realiza los cálculos y presentar sus ventajas y desventajas a la hora de utilizar el programa.
- Mostrar gráficas y diagramas del equipo de medición obtenidas por *Flow Simulation*.
- Elaborar la planimetría asociada a la fabricación del equipo de medición.
- Simulaciones de parámetros como: Velocidad, presión y temperatura del fluido. Se adjunta CD con esta información. Ver anexo: 10.1 PLANIMETRIA Y VIDEOS DE LA SIMULACION.
- Comparar el  $k$  de una probeta cobre puro para el equipo diseñado con el  $k$  obtenido para una probeta de cobre puro, experimento realizado en la Universidad de Mumbai, India. (IJAREEIE, 2015)
- Cabe mencionar que en ningún caso se considera la construcción física del equipo y la información a utilizar para obtener  $k$  se debe a la ecuación de Fourier y a la simulación en *Flow Simulation*.

## 2 TRANSFERENCIA DE CALOR

Para abordar, por qué utilizar la transferencia de calor y no solamente aplicar la termodinámica se cita a (Cengel, 2007, pág. 3). Por qué abordar un estudio utilizando la transferencia de calor. Después de todo, se puede determinar la cantidad de transferencia de calor para cualquier sistema que pase por cualquier proceso, con la sola aplicación del análisis termodinámico. La razón es que la termodinámica se interesa en la cantidad de transferencia de calor a medida que un sistema pasa por un proceso, de un estado de equilibrio a otro, y no indica cuánto tiempo transcurrirá. Un análisis termodinámico sencillamente nos dice cuánto calor debe transferirse para que se realice un cambio de estado específico con el fin de satisfacer el principio de conservación de la energía. En la práctica tiene más interés la razón de la transferencia de calor (transferencia de calor por unidad de tiempo) que la cantidad de este último.

Para muchos procesos en ingeniería tiene relevancia el tiempo en calentar o enfriar alguna sustancia o sólido. Además de determinar la geometría que favorece esta transferencia.

## 2.1 DEFINICION

La transferencia de calor, es el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura.

Es la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en la temperatura.

## 2.2 TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Se pueden distinguir tres tipos de transferencia de Calor: Conducción, convección y radiación, donde las tres no pueden ocurrir simultáneamente, sino a lo más sólo dos de ellas. (Cengel, 2007, pág. 2)

## 2.3 CONDUCCIÓN

Se ha visto que los diferentes materiales almacenan calor en forma diferente y se ha definido la propiedad de calor específico  $C_p$  como la capacidad de un material para almacenar energía térmica. Por ejemplo,  $C_p = 4,18 \frac{KJ}{kg * ^\circ C}$  para el agua y  $C_p = 0,45 \frac{KJ}{kg * ^\circ C}$ , para el hierro, a temperatura ambiente, indica que el agua puede almacenar casi 10 veces más energía que el hierro por unidad de masa. Contrariamente, la conductividad térmica  $k$  es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. Por ejemplo,  $k = 0,607 \frac{W}{m} * ^\circ C$  para el agua y  $k = 80,2 \frac{W}{m} * ^\circ C$  para el hierro, a la temperatura ambiente, indica que el hierro conduce el calor más de 100 veces más rápido que el agua. Por tanto, se dice que el agua es mala conductora del calor en relación con el hierro, aun cuando el agua es un medio excelente para almacenar energía térmica. (Cengel, 2007, pág. 19)

Otra definición de la conductividad térmica viene dado desde el punto de vista molecular:

A medida que un cuerpo se calienta sus moléculas se mueven y chocan entre sí, transfiriendo la energía térmica a otras moléculas del objeto o a un objeto adyacente, la conductividad térmica es la rapidez de esta transferencia.

La energía térmica siempre fluye de forma espontánea de mayor a menor concentración, esto es, de caliente a frío. Las conductividades térmicas de los materiales varían respecto a la temperatura y su valor no es constante como podría pensarse, para los cálculos muchas veces se trabaja con un valor a temperatura promedio. Sus valores a temperatura ambiente pueden verse en la Figura 1. Por otro lado en la Figura 2 se muestra como varía la conductividad térmica respecto a la temperatura para diferentes sustancias. En algunos materiales este podría considerarse constante debido a que varía levemente.

En los sólidos la conducción del calor se debe a dos efectos: las ondas reticulares de vibración inducidas por los movimientos de vibración de las moléculas, colocadas en posiciones más o menos fijas de una manera periódica conocida como red cristalina, y la energía transportada por medio del flujo libre de electrones en el sólido. (Cengel, 2007, pág. 21).

Los metales conducen el calor de excelente manera, más aún si estos son metales puros (estos también son conductores eléctricos, ejemplo: Oro, cobre, plata y aluminio, etc), disminuyendo su capacidad de transmitir calor si son aleaciones.

Dentro de los materiales sólidos se destaca que el diamante es el mejor conductor del calor por excelencia, sin embargo es un mal conductor eléctrico y muy costoso.

Los polímeros y cerámicos son malos conductores y por esta razón se les denominan como materiales aislantes.

Normalmente las conductividades térmicas de los líquidos suelen encontrarse entre las de los sólidos y las de los gases. Normalmente, la conductividad térmica de una sustancia alcanza su valor máximo en la fase sólida y el mínimo en la fase gaseosa.

La teoría cinética de los gases predice, y los experimentos lo confirman, que la conductividad térmica de los gases es proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura termodinámica  $T$  e inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la masa molar  $M$ . Por lo tanto, la conductividad térmica de un gas crece al aumentar la temperatura y aumenta al bajar la masa molar. De modo que no es sorprendente que la conductividad térmica del helio ( $M=4$ ) sea mucho más elevada que la del aire

(M=29) y la del argón (M=40). La conductividad térmica de los gases es independiente de la presión en un amplio rango de presiones encontradas en la práctica. (Cengel, 2007, pág. 20).

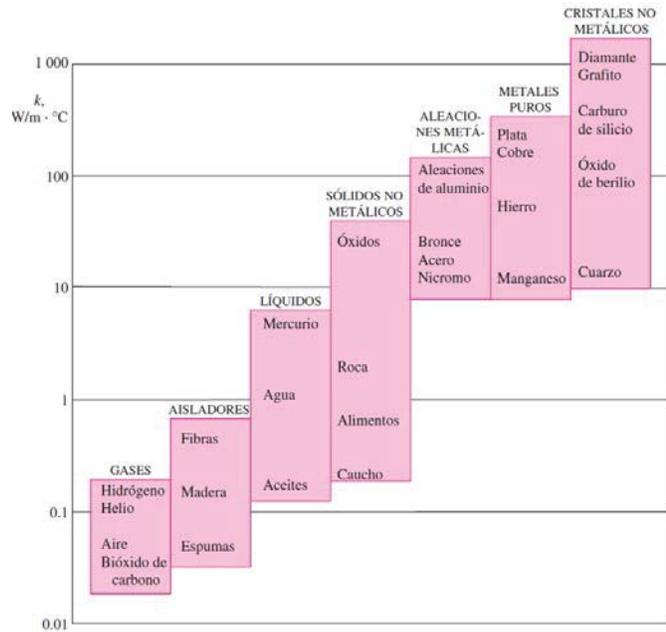


Figura 1: Rango de la conductividad térmica a la temperatura ambiente 293K. Ilustración: (Cengel, 2007, pág. 21).

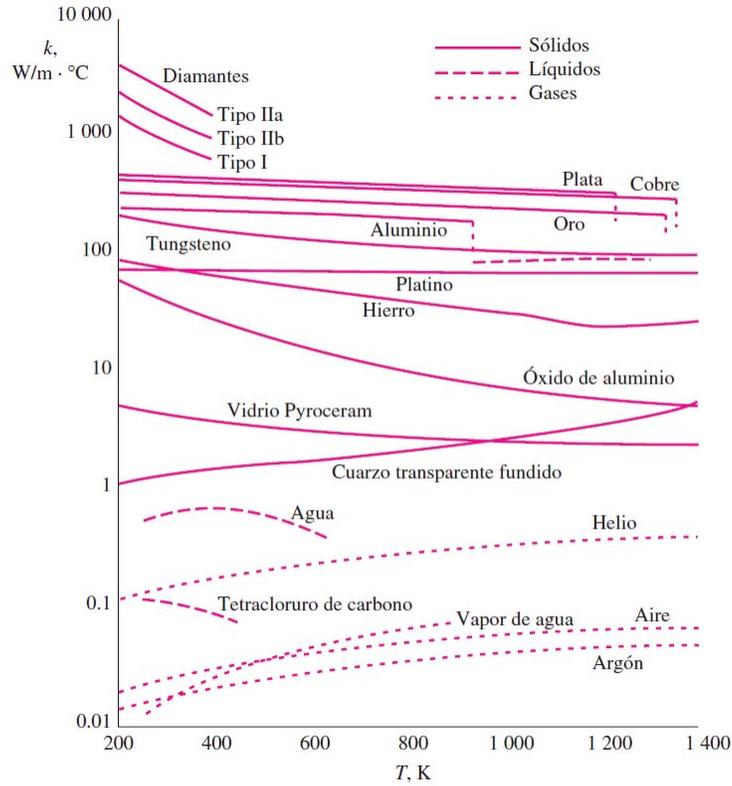


Figura 2: Variación de la conductividad térmica respecto a su temperatura K. Ilustración: (Cengel, 2007, pág. 22).

Para determinar la temperatura sobre la superficie de un sólido o como varía esta transferencias a diferentes capas del material, se trabaja con la ley de Fourier Ec. 1. Por lo tanto, la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa; es decir,

$$Q = k * A \frac{(T_1 - T_2)}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad \text{Ec. 1}$$

En el caso límite  $\Delta x \rightarrow 0$  la Ec. 1 se reduce a la forma diferencial de la **Ec. 2**:

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde  $Q$  es el flujo de calor y  $\frac{dT}{dx}$  es el gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor. La constante positiva  $k$  se llama conductividad térmica del material, y se ha puesto el signo menos para satisfacer el segundo principio de la termodinámica; esto es, el calor debe fluir hacia las temperaturas decrecientes. (Holman, 1988, pág. 1).

Esta fórmula es llamada la ley de Fourier de la conducción del calor, en honor al físico-matemático francés Joseph Fourier, quien hizo contribuciones muy importantes al tratamiento analítico de la transferencia de calor por conducción. (Holman, 1988, pág. 2).

## 2.4 CONVECCION

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y corresponde los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. (Cengel, 2007) Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia.

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Como contraste, se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura del fluido, Figura 3. La transferencia de calor entre el huevo y el aire será conducción pura si la diferencia de temperatura entre el aire y el huevo circundante no es suficientemente grande como para vencer la resistencia de ese aire al movimiento y, por consiguiente, para iniciar corrientes naturales de convección. (Cengel, 2007, págs. 51, 52)

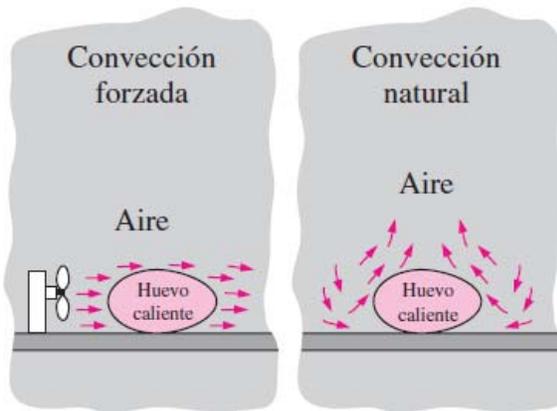


Figura 3: Enfriamiento de un huevo cocido por convección forzada y convección natural. Ilustración: (Cengel, 2007, pág. 26).

## 2.5 RADIACION

En contraposición a los mecanismos de la conducción y la convección, donde la transferencia de energía involucra un medio material, el calor puede también transferirse a través de zonas en las que exista un vacío perfecto. En este caso el mecanismo es la radiación electromagnética.

Consideraciones termodinámicas muestran que un radiador térmico ideal, o cuerpo negro, emitirá energía de forma proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo y directamente proporcional al área de su superficie como puede verse en la Ec. 3.

$$q_{emitido} = \sigma * A * T^4 \quad \text{Ec. 3}$$

Donde  $\sigma$  es la constante de proporcionalidad y se denomina constante de Stefan-Boltzman, que tiene un valor de  $5,66 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$ . (Holman, 1988, pág. 9). Un cuerpo negro es un aquel que irradia la mayor cantidad de energía posible y corresponde a una idealización (es un cuerpo ideal y se utiliza para definir los conceptos de factor de emisividad y de absorptividad).

Todos los cuerpos a una temperatura arriba del cero absoluto emiten radiación térmica.

La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Sin embargo, la radiación suele considerarse como un fenómeno superficial para los sólidos que son opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, ya que las radiaciones emitidas por las regiones interiores de un material de ese tipo nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre esos cuerpos suele absorberse en unas cuantas micras hacia adentro de dichos sólidos. (Cengel, 2007, pág. 28).

Todo material se comporta de tres maneras respecto a la radiación o luz incidente, ver Figura 4.



Figura 4: La luz incidente, se refleja o se transmite. Ilustración: elaboración propia.

Se podría agregar un rayo más saliendo del material, este sería la luz emitida por el cuerpo, ya que como se dijo anteriormente: todo cuerpo emite radiación térmica. La figura muestra además que la luz que se transmite puede ser en parte absorbida por el material.

## 2.6 EMISIVIDAD

La emisividad de una superficie representa la razón entre la radiación emitida por la superficie a una temperatura dada y la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura. La emisividad de una superficie se denota por  $\varepsilon$  y varía entre 0 y 1,  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ . La emisividad es una medida de cuán cerca se aproxima una superficie a un cuerpo negro, para el cual  $\varepsilon = 1$ . La emisividad de una superficie real no es constante. Más bien, varía con la temperatura de la superficie, así como con la

longitud de onda y la dirección de la radiación emitida. Por lo tanto, se pueden definir diferentes emisividades para una superficie dependiendo de los efectos considerados (Cengel, 2007, pág. 680). En las Figura 5 y la Figura 6 pueden verse como varía la emisividad de un material respecto a los cambios de temperatura y a la longitud de onda.

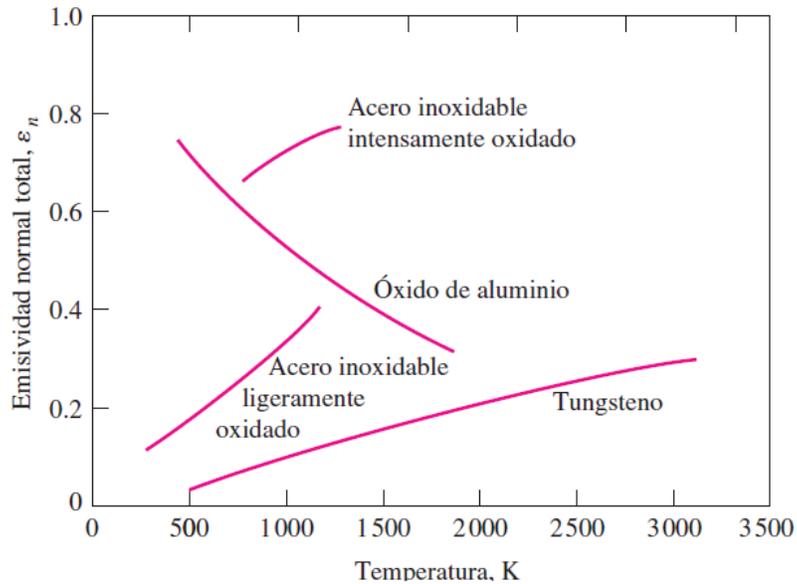


Figura 5: Emisividad de diferentes materiales a distintas temperaturas. Ilustración: (Cengel, 2007).

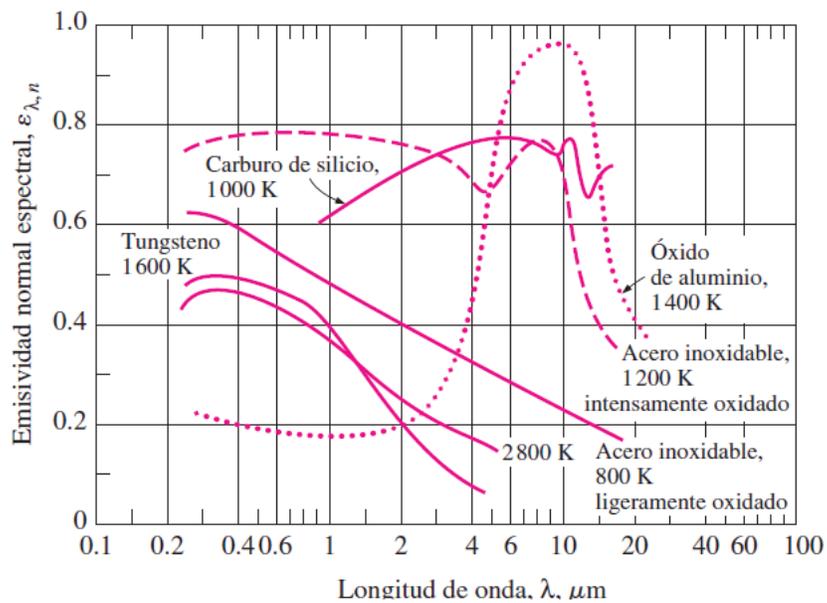


Figura 6: Emisividad de diferentes materiales a distintas longitudes de onda. Ilustración: (Cengel, 2007)

Así como la emisividad varía entre 0 y 1, lo mismo es para la absorptividad y la reflectividad, Ec. 4, Ec. 5 y Ec. 6.

Cuando la radiación choca contra una superficie, parte de ella es absorbida, parte de ella es reflejada y la parte restante, si la hay, es transmitida, así como se vio en la Figura 4. La fracción de irradiación absorbida por la superficie se llama absorptividad  $\alpha$ , la fracción reflejada por la superficie recibe el nombre de reflectividad  $\rho$ , y la fracción transmitida es la transmisividad  $\sigma$ . (Cengel, 2007, pág. 684).

$$\alpha = \frac{\text{Radiación absorbida}}{\text{Radiación incidente}} \quad 0 \leq \alpha \leq 1 \quad \text{Ec. 4}$$

$$\rho = \frac{\text{Radiación reflectiva}}{\text{Radiación incidente}} \quad 0 \leq \rho \leq 1 \quad \text{Ec. 5}$$

$$\sigma = \frac{\text{Radiación transmitida}}{\text{Radiación incidente}} \quad 0 \leq \sigma \leq 1 \quad \text{Ec. 6}$$

## 2.7 REFLEXIÓN DE LOS CUERPOS OPACOS

En general, el coeficiente de reflexión (reflectividad) de un cuerpo opaco depende de la temperatura y de la superficie del material, de la longitud de onda incidente y del ángulo de incidencia.

Existen dos tipos principales de reflexión:

Reflexión especular. Se produce en superficies lisas y pulimentadas en las que el rayo reflejado forma el mismo ángulo que el rayo incidente. En estas superficies  $\rho \approx 1$  y  $\alpha \approx 0$ .

Reflexión difusa. Se produce sobre superficies rugosas o sin brillo que reflejan de forma difusa en todas direcciones y no existe un ángulo de reflexión concreto. En éstas:  $\alpha \approx 1$  y  $\rho \approx 0$ .

La mayor parte de las superficies industriales utilizadas en construcción producen reflexión difusa y se puede aceptar la hipótesis de que  $\alpha$  y  $\rho$  son independientes del ángulo de incidencia. Para algunas superficies se puede aceptar, además, la hipótesis de que  $\alpha$  es el mismo para todas las longitudes de onda. A estas superficies se les llama cuerpo gris.

## 2.8 LEY DE STEFAN-BOLTZMANN

La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica  $T_s$  (en  $K$ ) es expresada por la ley de Stefan Boltzmann según la Ec. 7:

$$\dot{Q} = \epsilon \sigma A_s T_s \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

- $\dot{Q}$ : Calor irradiado.
- $\epsilon$ : Coeficiente de emisividad (varia entre 0 y 1).
- $\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann ( $5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ ).
- $A_s$ : Superficie que emite radiación.
- $T_s$ : Temperatura de la superficie.

### 3 ESTADO DEL ARTE

Los métodos que existen para medir la conductividad térmica en diversos materiales puede dividirse en dos grupos: Métodos estacionarios y Métodos transientes o transitorios. Existe un tercer grupo que corresponde a métodos sobre probetas con forma de láminas delgadas.

#### 3.1 METODOS ESTACIONARIOS

##### 3.1.1 TECNICA ABSOLUTA

En el estado estacionario, la medición de conductividad térmica y conductividad térmica entre capas se determina por la medición de la diferencia de temperatura  $\Delta T$  en la separación o distancia de las termocuplas.

Se utiliza generalmente para muestras de forma cilíndrica o rectangular. Cuando se realiza esta medición, el bloque de prueba se coloca entre una fuente de calor conocida y un enfriador, tal como se muestra en la Figura 7. La conductividad térmica  $k$  de la muestra puede ser calculada usando la ley de Fourier de la conducción de calor. (Dongliang Zhao, 2016, pág. 8). Ver Ec. 8 y Ec. 9.

$$k = \frac{\dot{Q}L}{A\Delta T} \quad \text{Ec. 8}$$

$$\dot{Q} = p - \dot{Q}_{loss} \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

$\dot{Q}$ =	Flujo de calor que fluye por la muestra.
$A$ =	Area transversal de la muestra.
$L$ =	Distancia entre los sensores de temperatura.
$\Delta T$ =	Diferencia de temperatura de los sensores a la distancia $L$ .
$p$ =	Cantidad de calor lateral de la fuente.
$\dot{Q}_{loss}$ =	Perdidas de calor parásita por radiación, convección al ambiente Y conducción en los sensores.

En general, las pérdidas de calor parásita debe ser controlado en menos del 2% del total del flujo de calor a través de la muestra. Por lo tanto, es preferible utilizar termopares con alambre de diámetro pequeño (ejemplo 0.025mm). (Tritt, 2003, pág.

189). Un típico aparato de prueba es contar con un plato de fuente aislado por paredes. El profesor Uher, de la Universidad de Michigan, recomienda utilizar sólo dos alambres y medir la diferencia de temperaturas para disminuir las pérdidas ocurridas en los alambres, es decir, utilizar un termopar diferencial. Los alambres deben estar anclados a la muestra, para esto se recomienda utilizar algún tipo de laca, idealmente *stycast epoxy* (pegamento de baja conductividad térmica). De esta manera se reducen las pérdidas por un mal contacto en los sensores.

Generalmente conlleva un largo tiempo de espera, unas pocas horas, para alcanzar el estado estable. La muestra sugerida por el profesor Uher, resulta ser de: 2-3mm para el ancho o espesor y 6-10mm de largo. Es decir, una relación de diámetro y largo de entre: 1/5 a 1/2.

El cable recomendado para alimentar la fuente de calor debe ser de bronce fosfórico en vez de cobre, espesor: 0.1mm, el bronce fosfórico tiene una baja conductividad térmica y todavía un razonable valor de conductividad eléctrica. Pérdidas de calor por las termocuplas y el cable de alimentación a la fuente de poder, pueden ser corregidas en un valor inferior al 1 o 2% en un diseño que cumpla con estas consideraciones. Correcciones por convección y radiación resultan más difíciles de cuantificar.

Usualmente al elevar la temperatura sobre los 150 K, las pérdidas por radiación pueden ser relativamente un serio problema y la pregunta resulta cómo poder lidiar con estas pérdidas. Para muestras relativamente cortas y gruesas (como disco), los efectos de radiación pueden omitirse bajo los 200K. Una manera de corregir las pérdidas por radiación es elevar la temperatura y medir la radiación o determinar un estimativo de esta pérdida. (Tritt, 2003, págs. 189,190).

### **3.1.2 TECNICA COMPARATIVA**

En la técnica comparativa un material estándar cuya conductividad térmica es conocida se pone en serie entre el calentador y la muestra. Esta técnica, también en estado estacionario, logra buenos resultados al comparar las conductividades térmicas de la muestra y el material estándar. De hecho, los mismos tipos de errores y correcciones deben ser considerados entre la técnica absoluta y la comparativa.

Sin embargo, hay más fuentes potenciales de error debido a mayores contactos térmicos. Además, en la técnica comparativa hay más puntos de contacto térmico lo que ocasiona mayores errores involucrados.

El mayor desafío en la técnica absoluta es determinar con precisión el flujo de calor a través de la muestra. Sin embargo, si uno tiene un material estándar, cuya conductividad térmica es conocida, la técnica de la barra de corte comparativa puede ser aplicada y la medición directa del flujo de calor es innecesaria. La Figura 8 muestra la configuración de medición comparativa de esta técnica, que es similar a la del método absoluto. Al menos dos sensores de temperatura deben ser empleados en cada material. Se pueden usar sensores extras conforme la linealidad de la temperatura versus la distancia a lo largo de la columna. La selección de los sensores de temperatura depende del: tamaño del sistema, rango de temperatura, distancias entre termocuplas de los especímenes y el gas dentro del sistema.

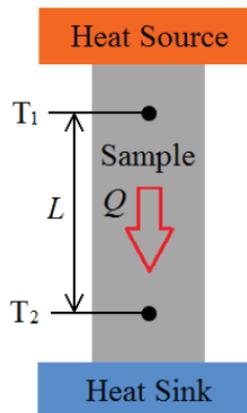


Figura 7: Esquema de equipo medición por técnica absoluta. Fuente ilustración: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 7)

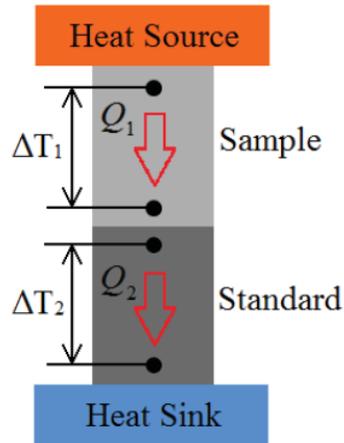


Figura 8: Esquema de equipo medición por técnica comparativa. Fuente ilustración: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 7)

El flujo de calor por el material estándar ( $k_1$ ) es igual al flujo de calor por la probeta ( $k_2$ ) y si la conductividad térmica ( $k_1$ ) es conocida, entonces la conductividad térmica ( $k_2$ ) se determina por la Ec. 10:

$$k_2 = k_1 \frac{A \Delta T_1 L_1}{A \Delta T_2 L_2} \quad \text{Ec. 10}$$

Se puede agregar otro material estándar al otro lado de la probeta, por lo tanto la muestra quedaría en un sándwich rodeado por los materiales estándar. (Tritt, 2003, pág. 195)

### 3.1.3 METODO DE FLUJO DE CALOR RADIAL

Este método trabaja muy bien a bajas temperaturas, pero pueden ocurrir serios errores a altas temperaturas debido a pérdidas por radiación directamente desde el calentador y desde la superficie de la muestra.

En este método el calor se aplica directamente a la muestra, generalmente minimizando las pérdidas por radiación de la fuente de calor. Este método es aplicado a un amplio rango de conductividades térmicas. Este método es relativamente difícil de aplicar en comparación a métodos lineales. No son comúnmente utilizados debajo de la temperatura de la habitación.

La fuente de calor dentro de la muestra ha llevado a variedad de formas geométricas, incluyendo la colocación de la muestra con una perforación para la inserción de la fuente térmica. La simetría de la muestra debe ser igual a la de la fuente de calor.

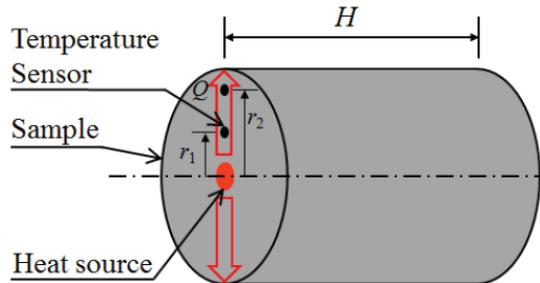


Figura 9: Esquema de equipo medición por método de flujo de calor radial. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 7)

La conductividad térmica se deriva de la ley de Fourier de la conducción de calor en coordenadas cilíndricas como muestra la Ec. 11:

$$k = \frac{\dot{Q} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi H \Delta T} \quad \text{Ec. 11}$$

Donde  $\dot{Q}$  es la fuente de calor  $r_1$  y  $r_2$  es el radio donde se colocan los dos sensores de temperatura,  $H$  es la altura y  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura entre los sensores. (Tritt, 2003, pág. 196)

### 3.1.4 TECNICA CONDUCTANCIA TERMICA PARALELA

Esta técnica se utiliza para pequeños materiales a granel con un tamaño en la escala milimétrica y la detección de temperatura por termopar y la medición de flujo de calor son extremadamente difíciles. Este método fue introducido para pequeñas muestras como agujas por ejemplo:  $2 \times 0.05 \times 0.1 \text{ mm}^3$  o  $10 \times 1 \times 1 \text{ mm}^3$ . La figura 10 muestra la típica configuración experimental, un porta-muestras se utiliza entre la fuente de calor y el disipador de calor. Un termopar diferencial está colocado entre el lado caliente y el cruce al lado frío. Antes de medir la conductividad térmica del espécimen, una medición de la conductividad térmica del soporte de la muestra se realiza en primer lugar para cuantificar las pérdidas térmicas asociadas con el

soporte de la muestra. La muestra de prueba se conecta al soporte de éste y se mide de nuevo la conductividad térmica. La conductividad térmica de la muestra puede deducirse tomando la diferencia de estas dos medidas. A continuación, se calcula la conductividad térmica multiplicando la longitud de muestra y dividiendo por el área transversal de muestra, Ver Figura 10. La principal desventaja de este método es la necesidad de medir el área transversal de estas muestras pequeñas. Las imprecisiones en la medición del área transversal pueden conducir a grandes incertidumbres en el cálculo de la conductividad térmica. (Tritt, 2003, pág. 200)

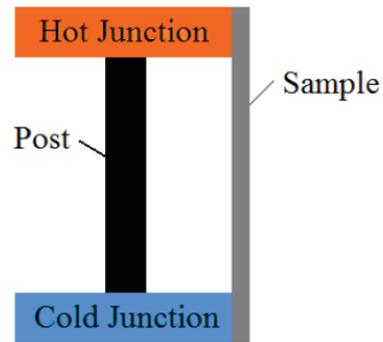


Figura 10: Esquema de equipo medición por conductancia térmica paralela. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 7)

## 3.2 METODOS TRANSIENTES O TRANSITORIOS.

Para superar las desventajas asociadas con el estado estacionario, métodos descritos anteriormente como pérdidas de calor parasitaria, se desarrolló el método transitorio. Las fuentes de calor utilizados en técnicas de transitorios se suministran de manera periódica o como un pulso, resultando en periodos (señal de fase transitoria).

### 3.2.1 TECNICA DE LA POTENCIA DEL PULSO

Esta técnica es un derivado de la técnica absoluta en el estado estacionario, con la diferencia de que la fuente tiene una corriente eléctrica periódica o por pulso. La Figura 11a muestra esta técnica de forma esquemática, en la figura Figura 11b puede verse la intensidad de corriente como onda cuadrada de intensidad cíclica en el tiempo, esto se logra conectando la fuente de calor a un osciloscopio.

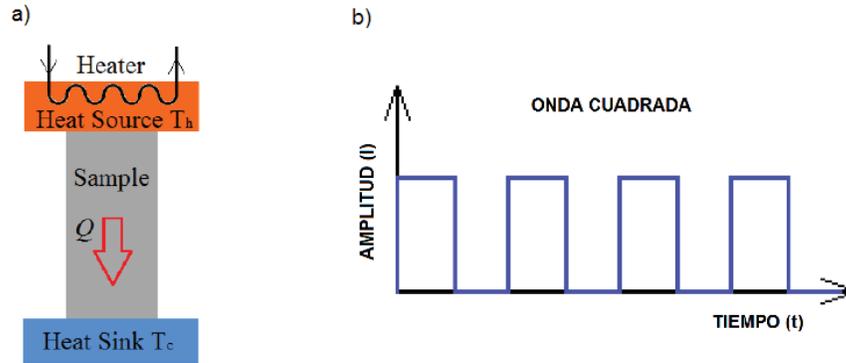


Figura 11: a) Esquema de equipo por técnica de la potencia del pulso. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 15) b) Onda cuadrada de la Intensidad vs tiempo. Fuente: propia.

La ecuación de balance de calor para el calentador se escribe como la suma de la corriente disipada en la calefacción y el calor conducido por la muestra. Ver Ec. 12:

$$\frac{dQ}{dt} = C(T_1) \frac{dT_1}{dt} = R(T_1)I^2(t) - K(T_1 - T_0) \quad \text{Ec. 12}$$

$\frac{dQ}{dt}$  es el tiempo de cambio de calor del calefactor.  $T_1$  es la temperatura del calefactor.  $C$  es la capacidad de calor del calefactor.  $R$  es la resistencia del calefactor y  $k$  la conductancia térmica de la muestra. Maldonado para llegar a la solución de la Ec. 12 considera diversas simplificaciones. Como  $C(T)$ ,  $R(T)$  y  $K(T)$  son funciones suaves de  $T$ , entonces  $T_0$  es usando en cambio de  $T_1$  como argumento de  $C$ ,  $R$  y  $K$ . Además, una aproximación adiabática es empleado por considerar  $T_0$  como constante. Como la desviación de la temperatura es lento en comparación con el actual periódico. La solución tiene una forma triangular, como se muestra en la Figura 12.

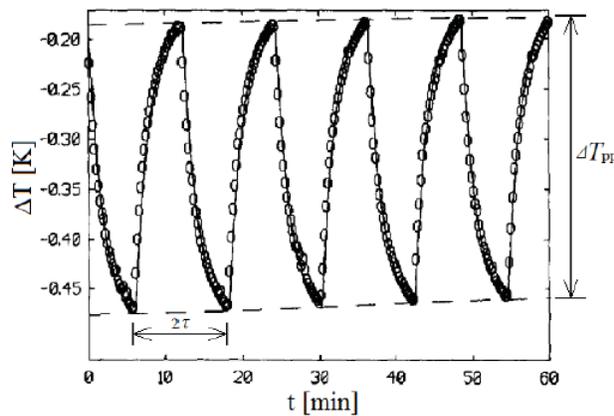


Figura 12: Esquema Amplitud ves tiempo. Fuente: (Tritt, 2003, pág. 198)

Curvas suaves (es decir, las dos líneas discontinuas) se dibujan a través de máximos y mínimos de las oscilaciones. La diferencia entre las dos curvas suaves discontinuas  $\Delta T_{pp}$  produce una relación por la conductividad térmica de la probeta medida, como muestra la Ec. 13:

$$K = \frac{Rl_0^2}{\Delta T_{pp}} \tanh\left(\frac{K\tau}{2C}\right) \quad \text{Ec. 13}$$

Donde  $\tau$  es la mitad de periodo de la corriente de la calefacción,  $C$  es la capacidad calorífica volumétrica,  $R$  es la resistencia térmica  $l_0$  es la amplitud de la corriente eléctrica. Iteración numérica puede aplicarse para resolver el término de conductancia térmica  $K$ . Esta técnica es capaz de medir una amplia gama de temperatura de 1,9 a 390 K reportados en la literatura y una conductividad térmica tan baja como 0.004 W/m\*k para el ZrW2O8 a una temperatura de 2 K. La incertidumbre de medición reportada por Maldonado es inferior al 5%. Una ventaja de este método es que la temperatura de la muestra cambia lentamente mientras se realiza la medición y puede ahorrar tiempo en la secuencia de medición, porque lograr un estado estable no es necesario. Esta técnica ha sido recientemente empleada en un dispositivo comercial vendidos por Quantum Corporation. (Tritt, 2003, pág. 199)

### 3.2.2 METODO DEL ALAMBRE CALIENTE

El método de alambre caliente es una técnica de tipo transitoria que mide el aumento de temperatura a una distancia conocida a partir de una fuente de calor lineal (es decir, generalmente de alambre caliente de platino o de tantalio) incrustado en la muestra de prueba. Stalhane y Pyk emplearon este método en 1931 para medir la conductividad térmica de sólidos y polvos. El método supone un idealizado flujo de calor radial unidimensional dentro de la muestra de ensayo isotrópico y homogéneo, que se basa en la suposición de que la fuente de calor lineal tiene longitud infinita y diámetro infinitesimal, como se muestra en la Figura 13: a) Medidas principales del método del alambre. b) Una corriente eléctrica constante pasa a través del alambre caliente.

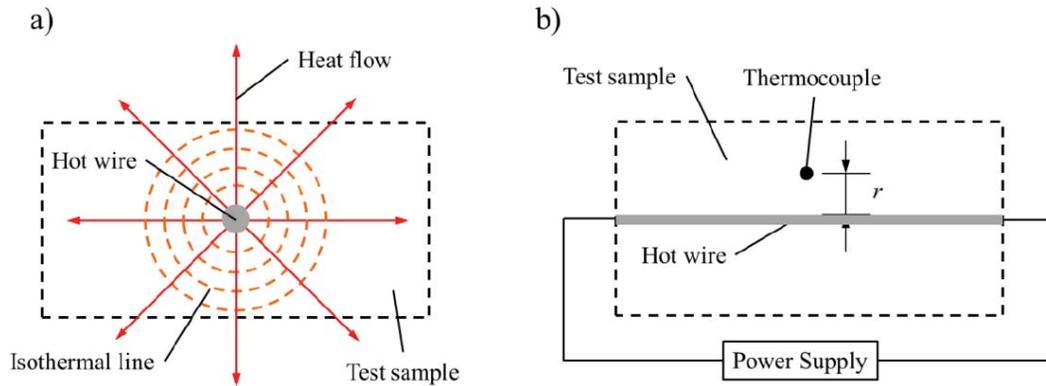


Figura 13: a) Medidas principales del método del alambre. b) Una corriente eléctrica constante pasa a través del alambre caliente. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 17)

Cuando hay una corriente eléctrica de intensidad constante pasando por el hilo caliente, (Figura 13b) la conductividad térmica de la muestra puede ser obtenida por el cambio de temperatura resultante a una distancia conocida del cable caliente durante un intervalo de tiempo conocido. Este se utiliza comúnmente para medir bajas conductividades térmicas como: Los suelos, los núcleos de hielo y ladrillos refractarios, fibras refractarias, plásticos refractarios. Este método también ha sido utilizado para la medición de la conductividad térmica de líquidos. (Dongliang Zhao, 2016, págs. 16, 17, 18).

### 3.2.3 FUENTE PLANA TRANSITORIA

Fuente plana transitoria (TPS) es un método de discos en caliente que utiliza una tira delgada de metal o un disco plano continuo, una fuente de calor y un sensor de temperatura como se ilustra en la Figura 14a. El primer disco de metal es sellado por un aislamiento eléctrico y encajonado entre dos discos idénticos de losa fina. Todas las demás superficies están aisladas térmicamente. Durante el experimento, una pequeña corriente constante se aplica al disco de metal calentándose. Dado que el aumento de temperatura del disco de metal es altamente dependiente de los dos discos contiguos, las propiedades térmicas de los análisis de las muestras se pueden determinar mediante la supervisión del aumento de temperatura durante un corto periodo de tiempo. Este período de tiempo es generalmente sólo unos segundos para que el disco de metal pueda ser considerado en contacto con muestras de tamaño infinito durante el proceso de captura de datos. El aumento de la temperatura

en la superficie del sensor delta t (por ej. 1-3°C) es una función de tiempo que puede ser medidos, ver Figura 14b.

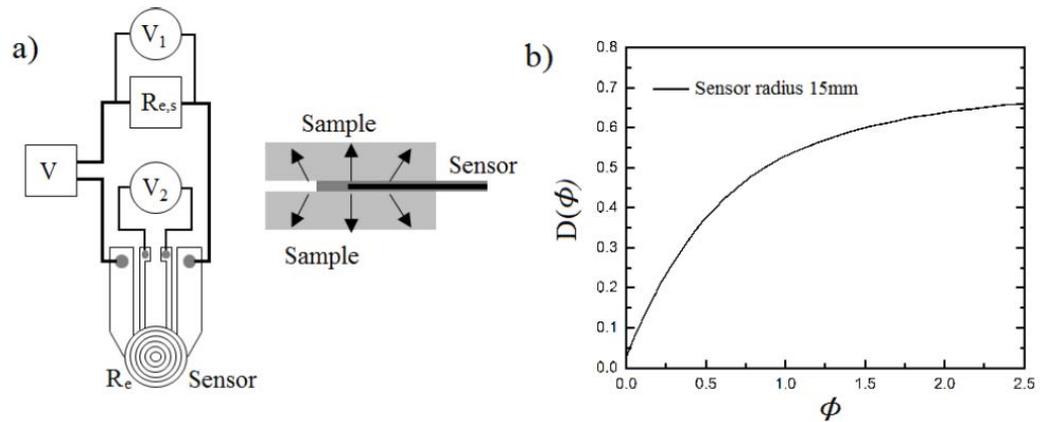


Figura 14: a) Elevación y corte de sección del TPS. b) Gráfica típica que muestra  $D(\phi)$  es una expresión teórica adimensional del incremento de la conducción de calor del sensor y que es dependiente del tiempo. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 20)

El método de TPS es capaz de medir materiales con conductividad térmica que van desde 0.005 a 500 W/m·K en el intervalo de temperatura de temperaturas criogénicas hasta 500 K, incluidos los líquidos y sólidos, los aerogeles. (Dongliang Zhao, 2016, págs. 19, 20)

### 3.2.4 METODO DE DESTELLO LASER POR DIFUSIVIDAD TÉRMICA

Este método se utiliza para medir las propiedades térmicas de diversos materiales. Irradia a la muestra por un láser durante un tiempo menor a un milisegundo, donde un monitor detecta la temperatura de elevación al lado opuesto de la muestra. La conductividad térmica está relacionada con la difusividad térmica ( $D$ ) según la Ec. 14, donde  $\rho$  es la densidad de la muestra y  $C_p$  su calor específico.

$$D = \frac{k}{\rho * C_p} \quad \text{Ec. 14}$$

El método fue introducido por primera vez por Parker. Utiliza calefacción óptica como una fuente de calentamiento instantáneo, junto con una técnica de termografía infrarroja para una rápida detección de temperatura. La probeta es generalmente un sólido de forma plana durante la medición de la conductividad térmica, y es una

estructura de capas múltiples a la hora de caracterizar la resistencia por contacto térmico. Una configuración típica se muestra en la Figura 15.

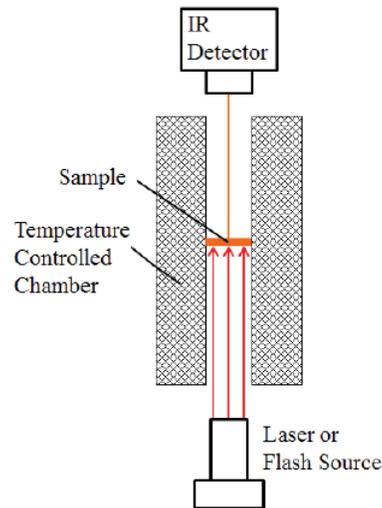


Figura 15: Esquema del equipo con destello láser y medición de la difusividad térmica de la muestra. Fuente: (Dongliang Zhao, 2016, pág. 22)

Una fuente de luz instantánea se utiliza para calentar uniformemente la muestra el lado delantero y un detector mide el tiempo-dependiente, aumento de la temperatura en la parte trasera. La conducción de calor se supone que es unidimensional (es decir, no hay pérdida de calor lateral). La probeta es usualmente preparada mediante el rocío de una capa de grafito en ambos lados para que actúe como un amortiguador en la parte delantera y una en la parte trasera del emisor para detección de temperatura y de la difusividad térmica de la muestra. La radiación infrarroja debe ser lo suficientemente rápido para responder a las señales que emiten. La precisión de la calibración de la temperatura generalmente es  $\pm 0,2$  K.

### 3.3 LAMINAS DELGADAS

El conocimiento de la conductividad térmica de una capa delgada de material y de delgadas multicapas, resulta crítico para una amplia gama de aplicaciones en microelectrónica, fotónica, sistemas microelectromecánicos, y las termoeléctricas. En los últimos 20 años se ha sido testigo de importantes acontecimientos en finas técnicas de medición de conductividad térmica. A pesar de estos avances, la caracterización de la conductividad térmica de materiales delgados sigue siendo una

tarea difícil. Mediciones directas de la conductividad térmica, por ejemplo, suelen requerir la determinación del flujo de calor y la caída de temperatura entre dos puntos de la muestra.

### 3.3.1 METODO $3\omega$ .

Este método es ampliamente utilizado y aunque inicialmente fue desarrollado para la medición de la conductividad térmica de materiales a granel, el método se extendió posteriormente para espesores de  $20nm$  y para medir esta propiedad en un plano transversal o longitudinal para materiales anisotrópicos de membranas independientes.

Una tira metálica fina se coloca en la superficie de la muestra para actuar como un calefactor y se coloca un sensor de temperatura en la superficie como se muestra en la Figura 16.

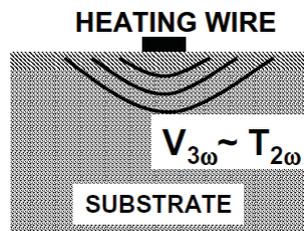


Figura 16: Ubicación del calefactor en la muestra y el sensor en la superficie. Fuente: (Tritt, 2003, pág. 209.)

Circula una corriente alterna que cumple con la Ec. 15.

$$I(t) = I_o * \cos(\omega t) \quad \text{Ec. 15}$$

Donde  $\omega$  es la frecuencia modular angular y  $I_o$  es la corriente máxima que circula por la banda. La potencia se obtiene de la Ec. 16.

$$P(t) = I_o^2 R_h \cos^2(\omega t) = \left( \frac{I_o^2 R_h}{2} \right)_{DC} + \left( \frac{I_o^2 R_h \cos(2\omega t)}{2} \right)_{2\omega} \quad \text{Ec. 16}$$

$R_h$  es la resistencia de la banda bajo las condiciones del experimento. Por lo tanto la temperatura correspondiente se eleva en la muestra y se superpone una componente de corriente directa y una de  $2\omega$  componente alterna modulada. Ver Ec. 17.

$$R_h(t) = R_o\{1 + C_{rt}[T_{DC} + T_{2w}\cos(2\omega t + \varphi)]\} \quad \text{Ec. 17}$$

Donde  $C_{rt}$  es el coeficiente de resistencia de temperatura para el calefactor metálico y  $R_o$  es la resistencia del calefactor sin condiciones de calor. La caída de voltaje puede ser calculada al multiplicar la corriente y la resistencia. Ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..**

$$\begin{aligned} V(t) = I(t)R(t) = [I_o R_o(1 + C_{rt}T_{DC})\cos(\omega t)]_{power\_source} \\ + \frac{I_o R_o C_{rt} T_{2\omega}}{2} \cos(3\omega t + \varphi)_{3\omega\_mod} \\ + \frac{I_o R_o C_{rt} T_{2\omega}}{2} \cos(\omega t + \varphi)_{1\omega\_mod} \end{aligned} \quad \text{Ec. 18}$$

Esta expresión contiene la caída de tensión en el  $1\omega$  frecuencia basada en la corriente directa de la resistencia del calefactor y dos nuevos componentes proporcionales a la amplitud de la subida de temperatura en el calefactor, modulado respectivamente en  $1\omega$  y  $3\omega$  frecuencias. El  $3\omega$  es detectable por amplificador y se utiliza para medir la amplitud de temperatura de la calefacción. Ver

Ec. 19.

$$T_{2\omega} = \frac{2V_{3\omega}}{I_o R_o C_{rt}} \approx \frac{2V_{3\omega}}{C_{rt} V_{1\omega}} \quad \text{Ec. 19}$$

Donde  $V_{1\omega}$  es la amplitud del voltaje aplicado al calefactor. La frecuencia depende del aumento de la temperatura de la calefacción y se obtiene variando la frecuencia de modulación de la corriente en una tensión constante aplicada  $V_{1\omega}$ . Una dificultad de este método es medir las pequeñas  $3\omega$  señales. Bajo estas suposiciones la amplitud de temperatura del calefactor puede ser escrita como la Ec. 20.

$$T_{S+F} = T_S + \frac{p d_F}{2b w k_F} \quad \text{Ec. 20}$$

Donde  $b$  es el ancho del calefactor  $p/w$  es la amplitud del poder disipado por el largo unitario del calefactor.  $d_F$  es el grosor de la lámina,  $k_F$  es la conductividad térmica del plano cruzado de la lámina y  $T_S$  es la temperatura de la superficie de la lámina. (Tritt, 2003, págs. 208, 209, 210).

## 4 DINAMICA DE FLUIDOS Y VALIDACION DE FLOW SIMULATON

La dinámica de fluidos es el estudio de fluidos en movimiento y la física puede ser descrita por tres leyes de conservación:

- Conservación de la masa, la ecuación de continuidad indica que la cantidad de flujo de masa que entra en un volumen de control que debe ser igual a la cantidad que sale de ella, por lo tanto, el gradiente de volumen es igual a 0, como muestra la Ec. 21.
- Conservación del momento lineal (Segunda Ley del Movimiento de Newton), dado un fluido newtoniano, estas ecuaciones se utilizan para obtener una relación entre la presión, el momento y las fuerzas viscosas, las ecuaciones son llamadas ecuaciones de Navier-Stokes<sup>1</sup>, ver Ec. 22.
- Conservación de la energía (primera ley de la termodinámica), la ecuación de la energía es la ley que dice que la cantidad total de energía se conserva dentro del sistema, sin embargo, puede cambiar entre los diferentes estados, ver Ec. 23.

Debido a la complejidad matemática de las ecuaciones es casi imposible resolverlas analíticamente, excepto en algunos casos simplificados que es cuando se trabaja con aire a temperatura ambiente y un número de Mach por debajo de 0,3. Se puede suponer que el fluido tiene una densidad constante, lo que se denomina flujo incompresible. Esto junto con la suposición de que la viscosidad del fluido es constante, hace posible escribir las leyes de conservación como sigue:

$$\nabla V = 0 \quad \text{Ec. 21}$$

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} = -\nabla p + \mu \nabla^2 V + \rho g \quad \text{Ec. 22}$$

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = k \nabla^2 T + \Phi \quad \text{Ec. 23}$$

---

<sup>1</sup> Ecuaciones de Navier-Stokes: Claude-Louis Navier y George Gabriel Stokes. Se trata de un conjunto de ecuaciones descubiertas por ambos científicos, basadas en derivadas parciales no lineales que describen el movimiento de un fluido.

Donde:

- $V =$  Velocidad
- $\rho =$  Densidad
- $t =$  Tiempo
- $p =$  Presión
- $\mu =$  Viscosidad
- $g =$  Fuerza de gravedad
- $C_p =$  Calor específico
- $T =$  Temperatura
- $k =$  Coeficiente de conductividad térmica
- $\Phi =$  Viscosidad, función de disipación.

Cuando los flujos son turbulentos, es decir, estocásticos, tridimensionales y dependientes del tiempo el flujo experimenta fluctuaciones, lo que significa que la presión y la velocidad se definirán como el valor medio más un término de fluctuación;  $p = \bar{p} + p'$  y  $v = \bar{v} + v'$  respectivamente. Para manejar esto, las ecuaciones (continuidad y momento), con términos adicionales debido a fluctuaciones, son promediadas en el tiempo. Las nuevas ecuaciones se denominan ecuaciones de Navier-Stokes de Reynolds Promedio, abreviadas como RANS.

La ecuación de continuidad para el flujo medio coincide con la Ec. 21 y la Ecuación de momento en dirección x se puede ver en la

Ec. 24.

$$\rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \rho g_x + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \rho \overline{u'^2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \overline{u'w'} \right) \quad \text{Ec. 24}$$

La ecuación de momento en dirección x puede verse en la Ec. 25.

$$\rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \rho g_y + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \rho \overline{u'v'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \rho \overline{v'^2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \rho \overline{v'w'} \right) \quad \text{Ec. 25}$$

La ecuación de momento en dirección z puede verse en la Ec. 26.

$$\rho \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \rho g_z + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \rho \overline{u'w'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \rho \overline{v'w'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \rho \overline{w'^2} \right) \quad \text{Ec. 26}$$

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} = -\nabla p + \mu \nabla^2 V + \rho g \quad \text{Ec. 27}$$

Para determinar el coeficiente de convección, *Flow Simulation* trabaja con la Ec. 28.

$$h = \frac{kNu_x}{x} \quad \text{Ec. 28}$$

Donde:

$k$  = Conductividad térmica.

$x$  = Distancia de la pared por donde circula el fluido.

El número de Nusselt sobre la pared es definido según la Ec. 29. (Systemes, 2016, págs. 52, 53, 54)

$$Nu_x = 0.332 * Pr^{1/3} Re_x^{1/2} \quad \text{Ec. 29}$$

#### 4.1 Mallado

La **discretización**, es un proceso matemático mediante el cual se obtienen resultados aproximados de las ecuaciones diferenciales del problema, ello debido a lo complejo que resulta resolver, de manera analítica, dichas ecuaciones. Para discretizar se debe dividir, la zona de interés, en intervalos para luego ir analizando la función en cada uno de esos puntos concretos.

Los métodos de discretización más difundidos son: el método de las diferencias finitas, el método de elementos finitos y el método de los volúmenes finitos, siendo este último el más utilizado en dinámica de fluidos computacional. Con esos métodos, se intercambia el dominio continuo por un dominio discreto, donde un

conjunto de volúmenes de control es utilizado para representar el dominio original, como puede ser observado en la figura N° 2.4.

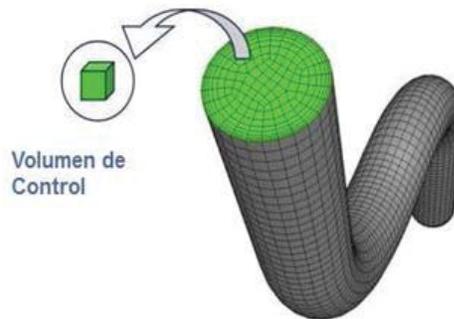


Figura 17: Volumen de control. Fuente: (www.esss.com 2017)

La forma algebraica de la ecuación de Navier-Stokes puede verse en la Ec. 27

Cada uno de los volúmenes de control, que en su conjunto forman lo que se denomina “malla”, genera un sistema de ecuaciones que debe ser resuelto numéricamente. Esas ecuaciones son resueltas con el apoyo del software de dinámica fluido computacional (CFD), los cuales poseen capacidad para solucionar rápidamente y con precisión los más diversos problemas de este tipo.

Si bien es cierto, como se dijo en el párrafo anterior, los *softwares* pueden resolver diversos problemas de CFD, es importante considerar que para fluidos turbulentos los volúmenes de control deben ser más pequeños, para poder captar de mejor forma el fenómeno, esto implica un mallado más fino y por ende más tiempo para su resolución. (CFD Online)

#### **4.1.1 Convergencia**

Si el software encuentra la solución exacta para un cierto número de iteraciones, entonces Flow Simulation converge y entrega el resultado. Cuando la solución diverge indica que algún paso del procedimiento para en análisis es incorrecto y su solución no tiene ninguna validez, por lo tanto se deben escoger los parámetros adecuados. Cada vez que se determinan resultados es necesario verificar la convergencia de los resultados.

## 5 EXPERIMENTO

Se detalla un experimento que fue realizado en la Universidad de Mumbai, en la India. (IJAREEIE, 2015)

Se realiza la medición de  $k$  sobre una lámina de cobre puro a través de la ley de Fourier. Ec. 1.

### 5.1 COMPONENTES

- Lámina de cobre.
- Sensor de temperatura para medir la temperatura en torno a la instalación en el tiempo inicial y final.
- Fuente de calor (soldadura de hierro).
- 2 termómetros para medir en T1 y T2, en el punto P1 y P2.

### 5.2 REPRESENTACION ESQUEMATICA

- Dos termómetros T1 y T2 situado a 2 puntos P1 (20mm) y P2 (50mm) respectivamente. ( $\Delta x = 30$ )
- La lámina de cobre es de 50mm de largo.
- Espesor de la lámina de cobre es de 0,2mm.
- Plancha de soldadura se coloca en la ubicación de origen de calor tal como se indica en la Figura 18.

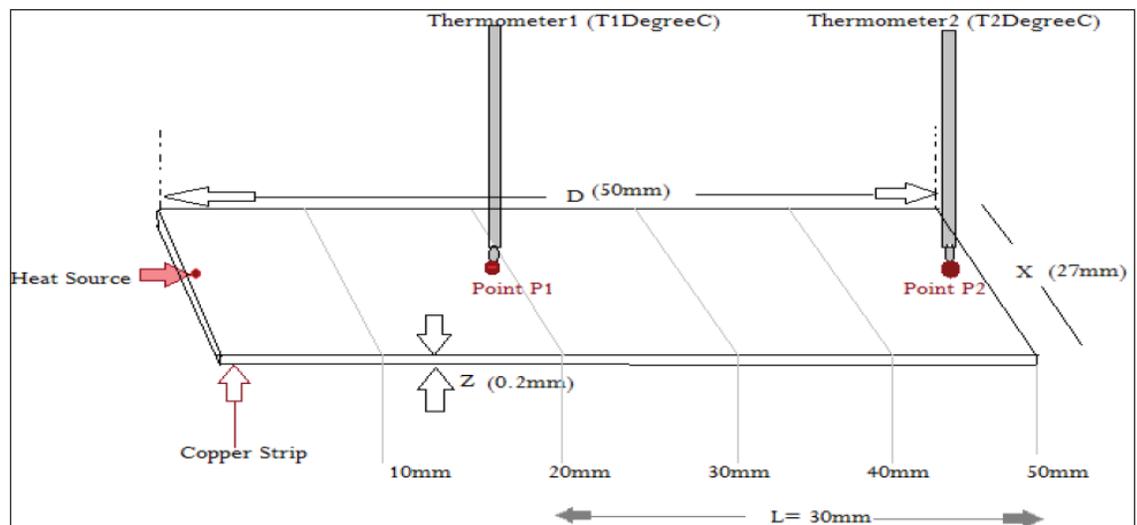


Figura 18: Diagrama de la configuración del experimento. Fuente: (IJAREEIE, 2015, pág. 5048).

Durante el experimento no se cuenta con aislaciones laterales y se mide la temperatura cuando está en alza y cuando se enfría. Ver la Tabla 1.

Tabla 1: Lectura tomada durante el experimento. Tabla de (IJAREEIE, 2015, pág. 5051)

TIME (min)	T1 (°C)	T2 (°C)	Temperature around the setup	Nature of Experiment
3	37	35	Initial: 29 °C	Medidas cuando la temperatura del cobre se eleva
6	44	37		
9	53	40		
12	55	42		
15	57	43		
18	41	39	Final : 33 °C	Medidas cuando la temperatura del cobre disminuye
21	39	38		
24	37	36		
27	35	33		

Para calcular  $k$  se utiliza la Ec. 1. Resultados en la Tabla 2.

Tabla 2:  $k$  y resistencia ( $R_{th}$ ) respecto al tiempo. Fuente: (IJAREEIE, 2015, pág. 5052)

Time (min)	$k(W/m\_K)$	$R_{TH}(^{\circ}C/W)$	Nature of Expt.
3	454	11.0	Temperatura del Cobre se eleva
6	446	11.2	
9	437	11.4	
12	437	11.4	
15	435.5	11.7	

Como  $k$  es dependiente de la temperatura, se va a comparar el resultado experimental con  $k$  de la Figura 44: Coeficiente de conductividad térmica del cobre puro vs temperatura. Fuente: Biblioteca *Flow Simulation*.

Para esto se considera una temperatura promedio entre  $T_1$  y  $T_2$ , para el punto de mayor estabilidad térmica (a los 15 minutos), según Tabla 2.

$$T_{prom} = \frac{57 + 43}{2} = 50[^{\circ}C] = 323[K]$$

Interpolando  $T_{prom} = 50[^{\circ}C] = 323[K]$  en la Figura 44 se tiene un  $k = 399.2 \left[ \frac{W}{m^{\circ}C} \right]$  ver Tabla 3.

Tabla 3: Interpolación respecto a la temperatura promedio de 323K.

Temperatura [K]	$k$ [ $\frac{W}{m^{\circ}C}$ ]
300	401
323	<b>399.2</b>
400	393

Ahora se determina el error porcentual del experimento (*error*) al ser comparado con el de la Figura 44.

$$error = \frac{|k_{experimento} - k_{biblioteca}|}{k_{biblioteca}} * 100 \quad \text{Ec. 30}$$

$$error = \frac{435.5 - 399.2}{399.2} * 100 = 9.1\%$$

**Se tiene un error porcentual en  $k$  del 9.1% respecto al valor perteneciente a la biblioteca de *Flow Simulation* a la temperatura promedio de 323K.**

## 6 DISEÑO DEL EQUIPO DE MEDICION

Se diseña un equipo basado en la Ley de Conductividad de Fourier que pertenece al grupo de métodos estacionarios, puntualmente a la técnica absoluta.

Toda la información referente a su fabricación puede ser encontrada en un CD en la contratapa de esta memoria.

La presente memoria no contempla la elaboración del equipo, sin embargo, se hace entrega de los planos para su confección.

### 6.1 CONSIDERACIONES

- El equipo cuenta con dos probetas, las cuales tienen en su separación un calentador de mica para la generación del calor. Para liberar la energía térmica de las probetas, el equipo cuenta en sus extremos con un sistema de enfriamiento, ver Figura 19 un esquema del equipo con sus partes generales y la división de un plano de simetría térmica.
- Se utiliza una probeta de relación diámetro de probeta y largo de 1/2. El profesor Uher recomienda probetas con esta relación en valores de: 1/5 a 1/2. (Tritt, 2003, pág. 189)
- Se va a diseñar un equipo portátil que va a requerir una instalación de corriente alterna de 220V y frecuencia de 50Hz.
- El aporte de flujo de calor es a través de un calefactor de tipo mica de acero inoxidable austenítico AISI 321.
- La potencia máxima de la fuente de calor es de 160W.
- El calor de la probeta es removido por medio de un disipador de calor con ventilador, el cual no es diseñado, sino es utilizado un modelo de comercio empleado para la refrigeración de procesadores de computadora. Este disipador es de la marca Cooler Master hyper 212 evo y se utiliza para enfriar procesadores de séptima generación (i3, i5 e i7).
- Como es de interés que el flujo de calor sea unidimensional, se aíslan los otros dos ejes del cuerpo tridimensional, utilizando lana mineral  $k = 0.043 \frac{w}{m \cdot K}$ . (Cengel, 2007, pág. 20) y un compuesto llamado: Poliéster líquido 15% fibra de vidrio, que además de ser un buen aislante ( $k =$

$0.07 \frac{w}{m \cdot K}$ ) también es resistente y servirá de soporte a la lana mineral. (Este material fue encontrado en la biblioteca de materiales del software *CES Edu Pack 2015*). Figura 20, gráfica con los materiales de menor conductividad térmica.

- Se utilizan sensores de  $\varnothing 0.0005\text{in}$  ( $\varnothing 0.0127\text{mm}$ ) del material Chromel-constanten. Se sigue la recomendación del profesor Uher de utilizar sólo dos termopares por probeta. (Tritt, 2003, pág. 189).
- Se requiere contar con un monitor de temperatura, por ejemplo: un equipo Lakeshore, modelo: CR800 que permite 6 sensores de entrada.
- La ubicación de los sensores es la siguiente:
  - 2 sensores en la probeta A (mide de diferencia de temperaturas).
  - 2 sensores en la probeta B (mide de diferencia de temperaturas).
  - 2 sensores en la parte exterior del equipo (mide las pérdidas de calor radiales).
- Resumen de la Planimetría de fabricación del equipo y de los videos de los resultados de la simulación están en el Anexo 10.1.

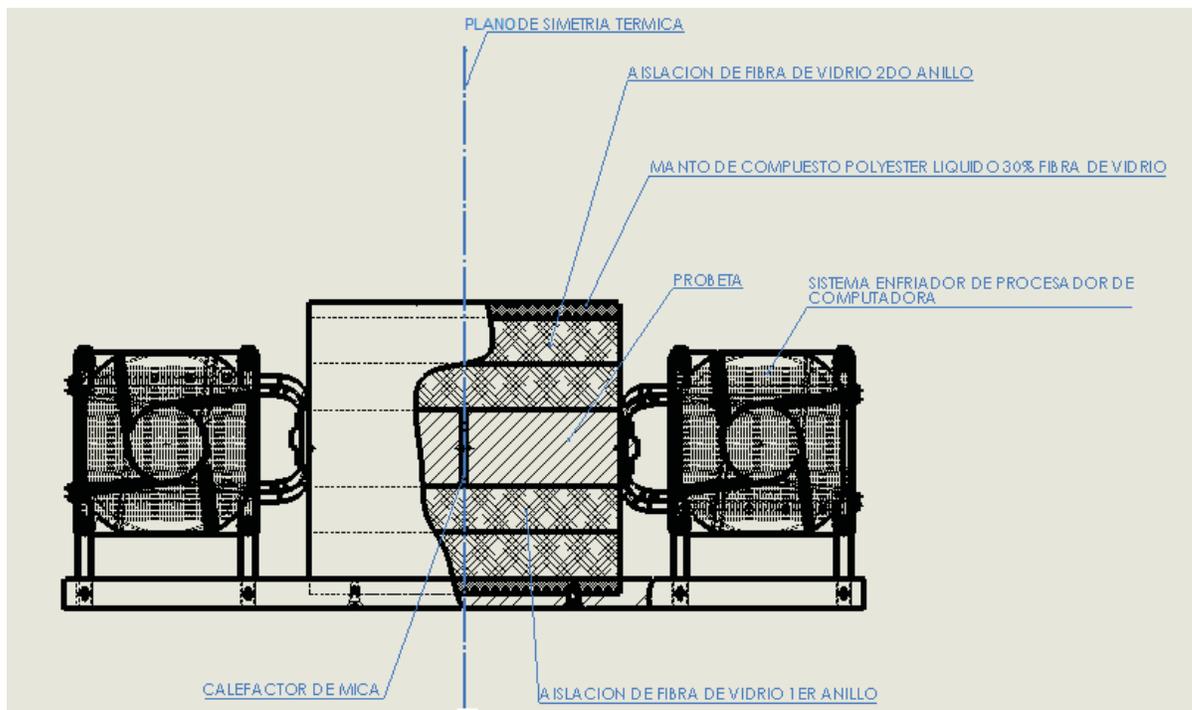


Figura 19: Esquema de las partes principales del equipo de medición de conductividad térmica.  
Fuente: Propia.

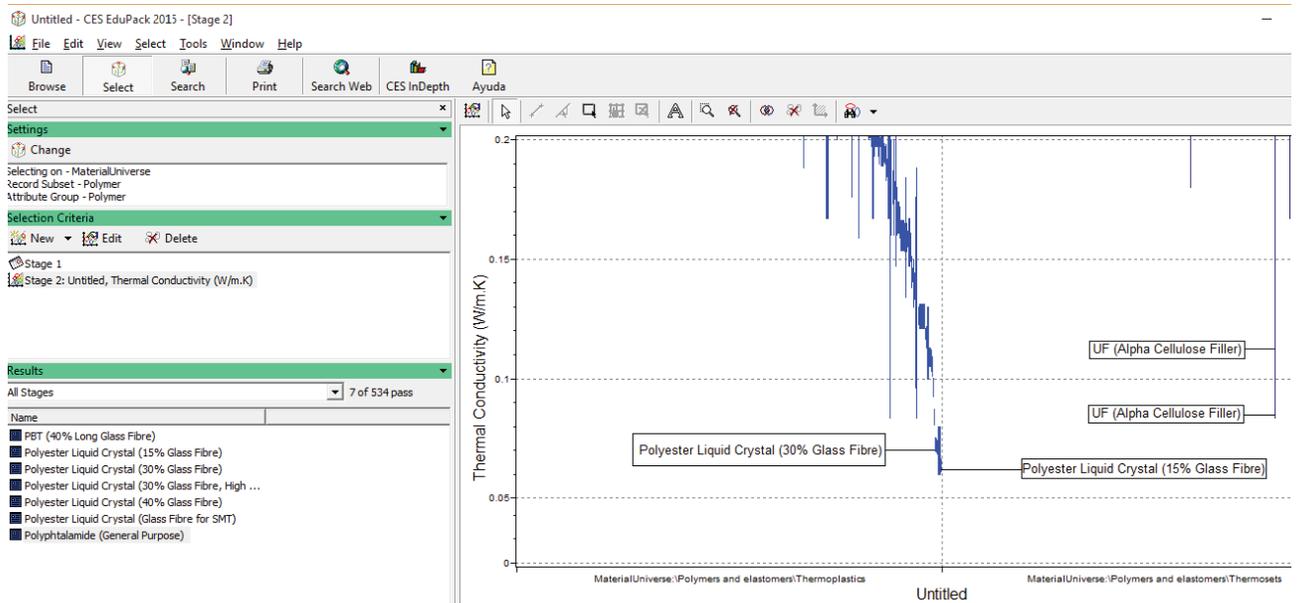


Figura 20: Gráfico de polímeros de baja conductividad térmica (rango entre 0.06 y 0.2w/(m\*K)).  
Fuente: Software Ces Edu Pack 2015.

## 6.2 COMPONENTES

Se mencionan y detallan los componentes a utilizar para el equipo de medición de conductividad térmica en sólidos.

### 6.2.1 Calefactor

Tipo: Mica.

Material: Acero Inoxidable AISI 321.

Potencia Calorífica: 85W.

De las ecuaciones de la ley de Ohm Ec. 31 y de Potencia eléctrica (Serway, págs. 137, 138) Ec. 32 se reemplazan en la Ec. 31 y se calcula la resistencia del calefactor, ver Ec. 33.

$$V = I * R \quad \text{Ec. 31}$$

$$P = V * I \quad \text{Ec. 32}$$

$$R = \frac{V}{\frac{P}{V}} = \frac{V^2}{P} \quad \text{Ec. 33}$$

$$R = \frac{220^2}{100} = 484\Omega$$

Por otro lado según la recomendación para calefactores tipo mica, la relación Potencia-Area no debe ser superior a  $7 \frac{W}{cm^2}$ . Por lo tanto se tiene:

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{3.1415 * 50^2}{4} = 1963.5 mm^2 = 19.63 cm^2$$

$$Relación = \frac{Potencia\ máxima}{Area} = \frac{85}{19.63} = 4.33 \leq 7 \frac{W}{cm^2}$$

Se cumple satisfactoriamente con esta limitante. (Empresa Jimbo).

### 6.2.2 Cable Eléctrico

Cable eléctrico RV-K 3 conductores de  $1.5 mm^2$  de diámetro de alambre y con diámetro exterior del cordón de:  $9.2 mm^2$ , intensidad admisible al aire: 24 A. de baja tensión. (Retenax Flex). Con la Ec. 31 se obtiene la corriente de entrada del calefactor para determinar si el cable es capaz de soportar esta corriente.

$$I = \frac{V}{R} = \frac{220}{484} = 0.45 A < 24A$$

El cable resiste sin inconvenientes la corriente del circuito.

### 6.2.3 TRIAC

El TRIAC es un dispositivo que se comporta como dos SCR (rectificador controlado de silicio) conectados espalda con espalda con una puerta terminal en común. Puede conducir en cualquier dirección una vez que se excede su voltaje de transición conductiva. En la Figura 21 se muestra el símbolo del TRIAC y en la Figura 22 se muestra su característica corriente-voltaje. (Chapman, 2005, págs. 158,159).

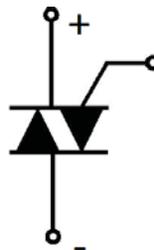


Figura 21: Simbología del TRIAC. Fuente: (Chapman, 2005, pág. 158)

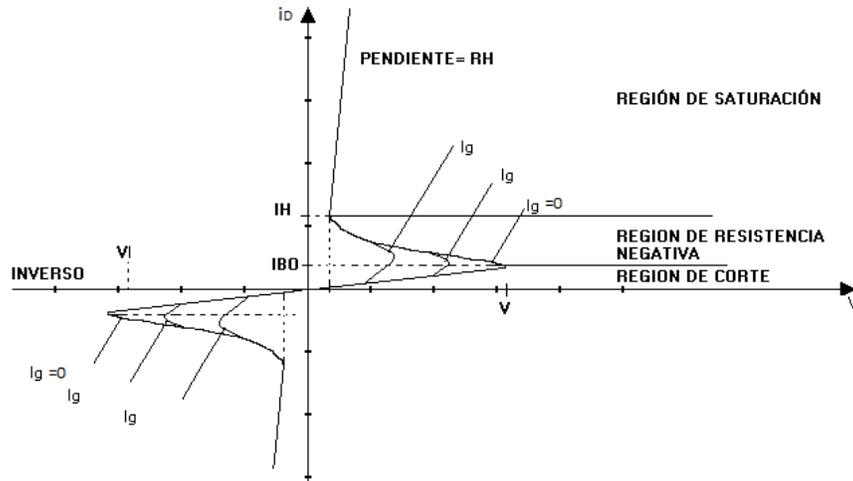


Figura 22: Característica de voltaje-corriente de un TRIAC. Fuente: (Chapman, 2005, pág. 159)

El TRIAC va a permitir modificar la potencia calorífica, lo cual significará calcular la conductividad térmica a diferentes temperaturas.

#### 6.2.4 Sistema de Refrigeración

Este será llevado a cabo a través de un enfriador para procesadores de computadoras. El modelo a utilizar corresponde a un *Cooler Master Hyper 212 evo* con dos ventiladores. Puede apreciarse que los ventiladores están conectados en serie para aumentar la diferencia de presión. Ver Figura 23.



Figura 23: Dos ventiladores en serie enfriando por convección un radiador. Fuente: (Easypc)

#### 6.2.5 Características Técnicas del enfriador

Las características del enfriador pueden verse en la Figura 24. No fue posible encontrar en las especificaciones la potencia disipadora de calor de este equipo, esto

hubiera sido útil para determinar de manera rápida el flujo de calor a remover de la probeta.

### 6.2.6 Curva característica del ventilador

No fue posible encontrar la curva característica del ventilador, ni tampoco sus ángulos del perfil del aspa. Sin embargo se tiene el diámetro del ventilador (120mm) y espesor del ventilador ( $77 - 51 = 26\text{mm}$ ), ver Figura 25 y en base a estas medidas se encontró en la biblioteca del software *Solidworks Flow Simulation* un ventilador con similares dimensiones, el cual posee una curva característica que puede verse en la Tabla 4 y Figura 26.



Figura 24: Resumen de las Características técnicas del enfriador, Fuente: (Cooler Master).

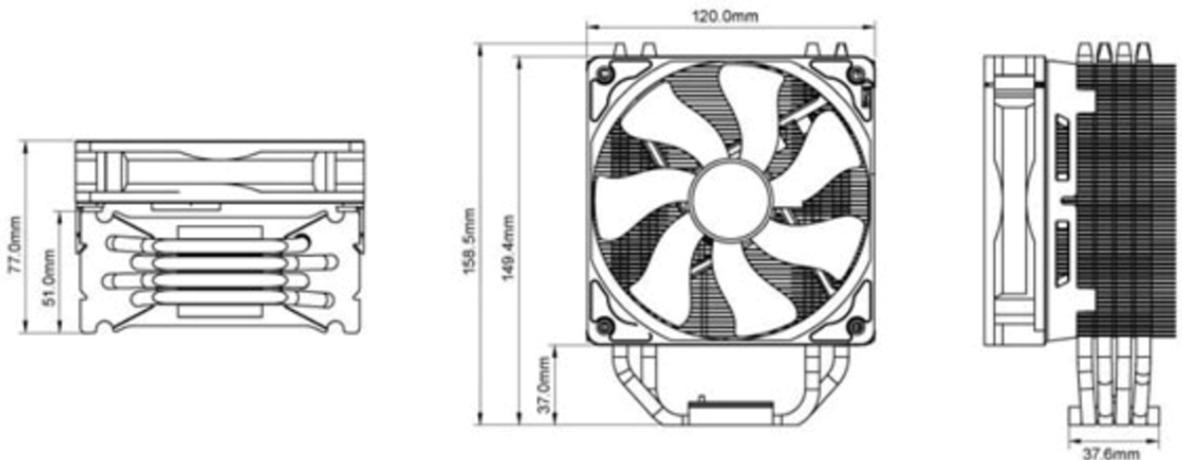


Figura 25: Dimensiones del enfriador.

Tabla 4: Curva característica del ventilador SANYO DENKI 109E1212A102 (119x119x38).

SANYO DENKI 109E1212A102 (119x119x38)	
velocidad: 3304 rpm	
CAUDAL [m <sup>3</sup> /s]	PRESION [Pa]
0,001	87,25
0,004841	76,10
0,010001	65,15
0,015666001	54,56
0,022721	45,22
0,031635001	38,79
0,040683001	31,91
0,047421999	22,28
0,052664999	11,39
0,0570829	0,00

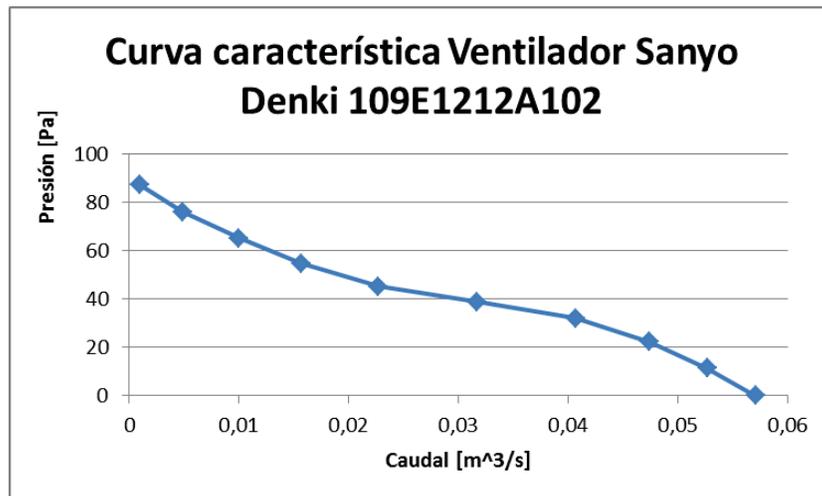


Figura 26: Gráfica de la curva característica del ventilador Sanyo Denki 109E1212A102. Fuente: Biblioteca *Flow Simulation*.

Este ventilador trabaja a una velocidad diferente a la del ventilador *Cooler Master Hyper 212 evo*, por lo tanto se va a utilizar las fórmulas de semejanza de ventiladores, Ec. 34 (Fan Reference Guide, pág. 46) para poder construir una nueva curva característica, a la velocidad de 2000 rpm. obviando el triángulo de velocidades que resulta desconocido:

$$Q_1 = Q_2 * \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 * \frac{N_1}{N_2}$$

Ec. 34

Donde:

$Q_1$  Caudal del primer ventilador

$Q_2$  Caudal del segundo ventilador

$N_1$  Velocidad rotacional del primer ventilador

$N_2$  Velocidad rotacional del segundo ventilador

En este caso puntual, como los diámetros son iguales, la Ec. 34 resulta reducida en:

$$Q_1 = Q_2 * \frac{N_1}{N_2}$$

Las mismas leyes de semejanza corren para obtener la nueva presión ( $P_2$ ), ver Ec. 35.

$$P_1 = P_2 * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 * \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 * \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad \text{Ec. 35}$$

Donde se considera que el aire como un fluido no compresible, es decir, que la densidad no varíe. Siendo los diámetros y densidades iguales, se tiene de la Ec. 35 reducida:

$$P_2 = P_1 * \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2$$

Por lo tanto reemplazando las Ec. 34 y Ec. 35 en su forma reducida para cada punto de la curva característica del ventilador *Sanyo*, se tiene como ventilador *Cooler Master*. Ver Tabla 5 y Figura 27.

Tabla 5: Valores de Caudal y presión del ventilador SANYO DENKI 109E1212A102 (120x120x26).

Cooler Hyper 212 Evo (120x120x26)	
2000 rpm	
CAUDAL [m <sup>3</sup> /s]	PRESION [Pa]
0,000605327	31,97019974
0,002930387	27,88460901
0,006053874	23,87230461
0,009483051	19,9919098
0,013753632	16,56954114
0,019149516	14,2134565
0,024626514	11,69248222
0,028705811	8,163851946
0,031879539	4,173530946
0,034553814	0

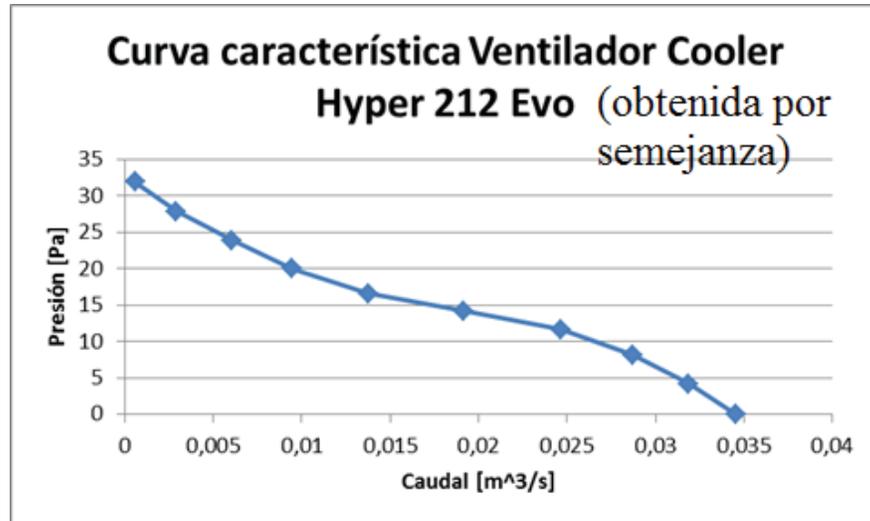


Figura 27: Gráfica de la curva característica del ventilador Hyper 212 Evo. Fuente: Propia.

Esta curva obtenida por semejanza del ventilador Sanyo será la curva característica del ventilador *Cooler Master hyper 212 evo*.

### 6.3 Ventilador

Para un sistema de tuberías se utiliza la Ec. 36:

$$H_t = H_s + kQ^2 \quad \text{Ec. 36}$$

Donde:

$H_t$  Presión manométrica total

$H_s$  Presión manométrica estática. (trabaja a nivel del mar  $H_s = 0$ ).

$k$  Pérdidas de carga en un sistema de tuberías. (trabaja sin red  $k = 0$ )

Por lo tanto:

$$H_t = 0 + 0 * Q^2 = 0Pa$$

Al intersectar la curva del sistema con la curva característica de la Figura 27 se tiene un caudal de  $0.035 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Para los cálculos el aire se considera incompresible, por lo que la densidad no cambia a diferentes presiones y el caudal es fijo para cualquier punto del área de entrada del ventilador. El caudal se obtiene de la ecuación Ec. 37.

$$Q = V * A \quad \text{Ec. 37}$$

Donde:

$Q$  Caudal [ $m^3/s$ ]

$V$  Velocidad del fluido [ $m/s$ ]

$A$  Area de entrada del flujo de aire [ $m^2$ ]

Por lo tanto del caudal obtenido en la Ec. 36 y el área de entrada de flujo del ventilador, se tiene despejando  $V$  de la Ec. 37:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.035}{96 * 10^{-4}} = 3.65 [m/s]$$

Las presiones en el ventilador se representan por la Ec. 38:

$$P_t = P_s + P_v \quad \text{Ec. 38}$$

Donde:

$P_t$  Es la presión manométrica total del ventilador.

$P_s$  Es la presión manométrica estática del ventilador.

$P_v$  Es la presión manométrica dinámica, que se determina de la Ec. 39.

$\rho$  Densidad del aire:  $1.3 \frac{kg}{m^3}$

La  $P_v$  se determina de la Ec. 39 reemplazando  $V$  de la Ec. 37.

$$P_v = \rho \left( \frac{V}{1.414} \right)^2 \quad \text{Ec. 39}$$

$$P_v = \rho \left( \frac{V}{1.414} \right)^2 = 1.3 * \left( \frac{3.65}{1.414} \right)^2 = 8.66$$

Y reemplazando este valor en la Ec. 38 se tiene:

$$P_t = P_s + P_v = 0 + 8.66 = 8.66 Pa$$

Con los datos de  $Q$  y  $P_t$  se determina la potencia de la Ec. 40.

$$P_{fi} = \frac{Q * P_t}{n_t} \quad \text{Ec. 40}$$

Donde:

$P_{fi}$  Potencia de entrada del ventilador [W].

$n_t$  Eficiencia total del ventilador (arbitrariamente se consideró 0,9).

$$P_{fi} = \frac{Q * P_t}{n_t} = \frac{0.035 * 8.66}{0.9} = 0.33W$$

Las fórmulas de éste capítulo provienen de (Fan Reference Guide, págs. 58, 59).

A continuación se presentan los resultados obtenidos con *Solidworks Flow Simulation*. (Systems, 2011, págs. A2-1). Las variables a incorporar en el análisis son:

- Temperatura del aire a 20°C.
- Presión atmosférica de 101325 Pa (1atm)
- Motor girando a 2000 rpm.
- Eficiencia total del ventilador de 0,9.
- Curva característica en Figura 27.

Los resultados a obtener son:

- Presión estática [Pa].
- Presión total [Pa].
- Velocidad del aire [m/s].
- Volumen de flujo [m<sup>3</sup>/s].
- Potencia [W]

La convergencia de los resultados puede verse en la Figura 28. La velocidad del fluido se representa de forma vectorial en la Figura 29 y puede notar que entre más distante del ventilador la velocidad decrece. El promedio de la velocidad de las líneas de corriente resulta de 4.35 m/s.

Name	Current Value	Progress	Criterion	Averaged Value
Potencia	0.462135 W	Achieved (IT = 89)	0.00735086 W	0.463023
SG Av Static Pressure 1	101326 Pa	Achieved (IT = 87)	0.443326 Pa	101326 Pa
SG Av Total Pressure 1	101337 Pa	Achieved (IT = 76)	0.941563 Pa	101337 Pa
SG Av Velocity 1	4.35021 m/s	Achieved (IT = 69)	0.0738661 m/s	4.35027 m/s
SG Volume Flow Rate 1	0.0339878 m <sup>3</sup> /s	Achieved (IT = 77)	0.000604994 m <sup>3</sup> /s	0.0339923 m <sup>3</sup> /s

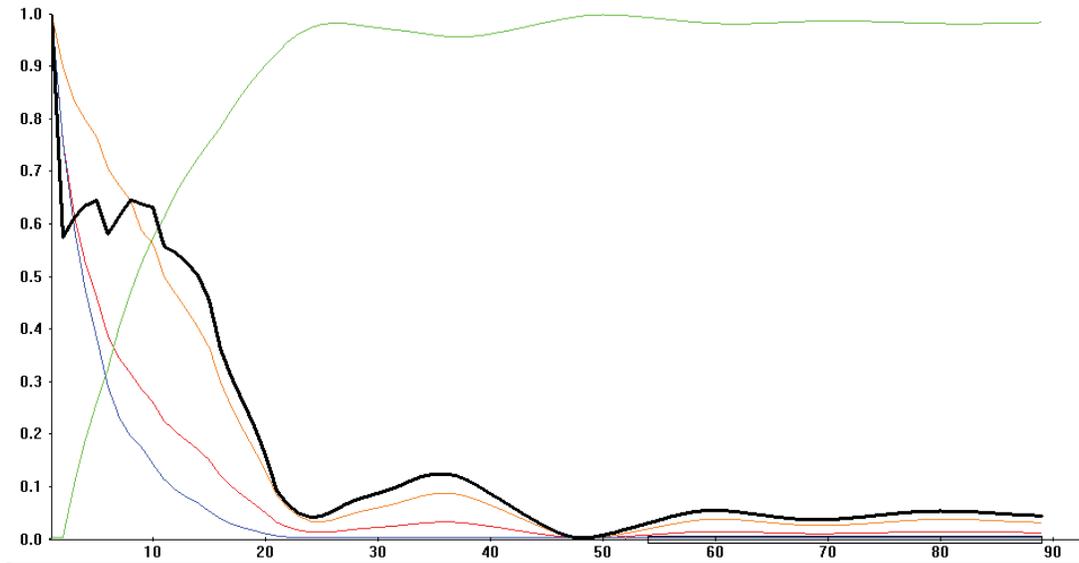


Figura 28: Resumen de resultados y gráfica de convergencia para cada resultado. Fuente: Propia.

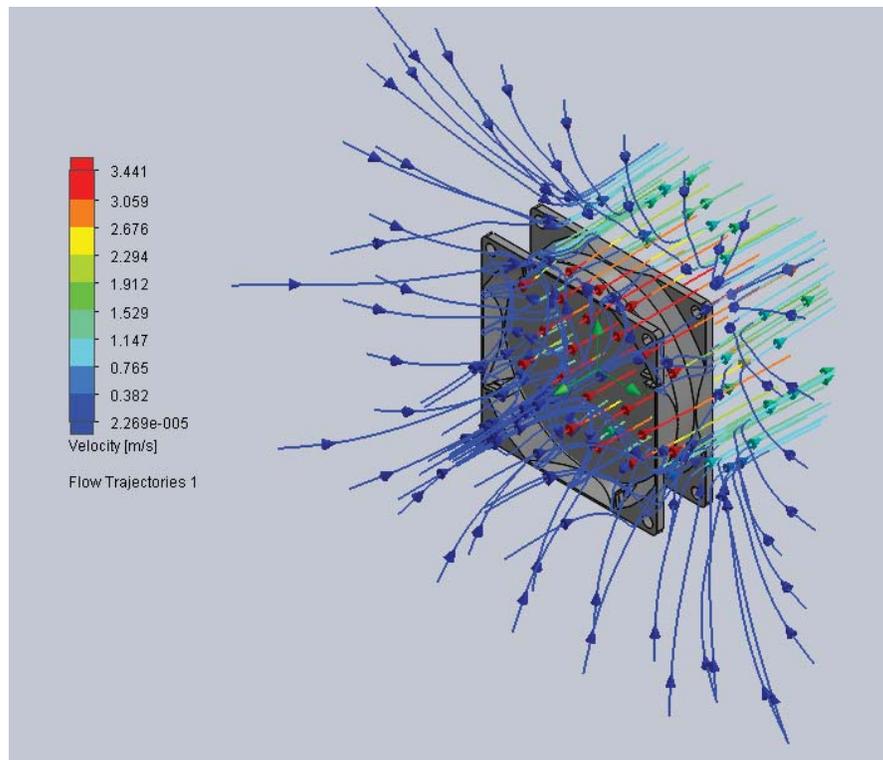


Figura 29: Velocidad del aire al pasar por el ventilador. Fuente: Propia.

Tanto los resultados calculados a través de fórmulas de ventiladores, como los obtenidos en la simulación pueden apreciarse en la Tabla 6 y se muestra su error porcentual respecto a la simulación.

Tabla 6: Resultados por fórmula y simulación. Análisis en ventilador.

Variable	Simulación	Por fórmula	Error porcentual
Caudal $m^3/s$	0.034	0.035	3
Velocidad $m/s$	3.2	3.65	14
Presión total $Pa$	12	8.66	27
Potencia $W$	0.46	0.33	28

Para dar solución *Flow Simulation* itera utilizando la Ec. 22 de Navier Stokes que describen el movimiento de un fluido. Si no se logra la convergencia lineal de los resultados, ver Figura 28, el programa entrega una solución errónea. Por eso es importante verificar la linealidad de los resultados en la parte final de las iteraciones.

### 6.3.1 Laca

Para disminuir las pérdidas ocasionadas por el contacto entre la probeta y las termocuplas se recomienda utilizar una laca que permita una mejor unión entre ambas. La laca recomendable es un epóxico de baja conductividad térmica. Las especificaciones se indican en la Figura 30.

Conductive epoxy					
Maximum temperature	573 K	Shelf-life (298 K max)	12 months from date of manufacture		
Glass transition temperature	$\geq 353$ K				
Thermal conductivity	1 K	Pot life	4 days, ~1 day working time		
	4.2 K				
	77 K				
	100 K				
	300 K	2.5 W/(m · K)	Cure schedule	323 K: 12 h 353 K: 90 min 393 K: 15 min 423 K: 5 min 448 K: 45 s	
Thermal expansion (1/K)	>360 K: $150 \times 10^{-6}$ <360 K: $43 \times 10^{-6}$	Dielectric strength			NA (conductive)
Volume resistivity	At 298 K: 0.0001 to 0.0004 ( $\Omega$ -cm)	Dielectric constant			NA (conductive)
		Vapor pressure	—		
		Outgassing	—		

Figura 30: Especificaciones técnicas del epóxico ESF-2-5. Información de (Lakeshore).

### 6.3.2 Termocupla y registrador de datos

La termocupla a utilizar tiene un diámetro de 0.0127 mm (0.0005 in) y está fabricada en el material Chromel-Constantan. Las especificaciones de la termocupla pueden verse en la Figura 31 y se solicita en mercado como termocupla FW05. Esta termocupla puede ser utilizada en los siguientes registradores de datos o *dataloggers* compatibles vigentes: CR800, CR850, CR1000, CR3000, CR9000X, los cuales cuentan con conexión al computador a través de una conexión Ethernet y un programa para almacenar las temperaturas respecto al tiempo, graficar, etc. Como el equipo utiliza 6 termocuplas en total, el equipo en cuestión puede ser un CR800, ver especificación en Figura 32. (Campbellsci)

<b>Specifications</b>			
<b>Weight:</b>	2 oz (45 g)	<b>Typical Output:</b>	60 $\mu$ V/ $^{\circ}$ C
<b>Diameter</b>		<b>Accuracy:</b>	<i>Refer to the "Thermocouple Measurement" section in your datalogger manual.</i>
FW05:	0.0005 inch (0.0127 mm)		
<b>Total Length:</b>	14.5 inch (36.8 cm)	<i>FW/ENC</i>	
<b>Plug Dimensions:</b>	0.7 inch x 1.3 inch x 0.4 inch (1.8 cm x 3.3 cm x 1.0 cm)	<b>Weight:</b>	0.8 lbs (0.36 kg)
<b>Type:</b>	Chromel-Constantan	<b>Capacity:</b>	up to 4 thermocouples

Figura 31: Especificaciones técnicas de la termocupla FW05. Fuente: (Campbellsci).

Especificaciones	
Maximum Scan Rate	100 Hz
Analog Inputs	6 single-ended or 3 differential (individually configured)
Pulse Counters	2
Switched Excitation Channels	2 voltage
Digital Ports	<ul style="list-style-type: none"> <li>&gt; Certain digital ports can be used to count switch closures.</li> <li>&gt; 4 I/Os or 2 RS-232 COM</li> <li>I/O ports can be paired as transmit and receive for measuring smart serial sensors.</li> </ul>
Switched 12 Volt	1
Input Voltage Range	±5 Vdc
Analog Voltage Accuracy	±(0.06% of reading + offset) at 0° to 40°C
Analog Resolution	0.33 µV
A/D Bits	13
Power Requirements	9.6 to 16 Vdc
Protocols Supported	PakBus, Modbus, DNP3, FTP, HTTP, XML POP3, SMTP, Telnet, NTCIP, NTP, SDI-12, SDM
CE Compliance Standards to which Conformity Is Declared	IEC61326:2002
Warranty	3 years
Dimensions	24.1 x 10.4 x 5.1 cm (9.5 x 4.1 x 2 in.)
Weight	0.7 kg (1.5 lb)
Temperature Range	
Standard	-25° to +50°C
Extended	-55° to + 100°C
Memory	
Operating System	2 MB flash
CPU Usage, Program Storage & Data Storage	4 MB
Current Drain	
Sleep Mode	> 0.7 mA (typical)

Figura 32: Especificaciones técnicas del equipo CR800. Fuente: (Campbellsci).

## 7 DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS DEL EQUIPO BAJO REGIMEN ESTACIONARIO

En este capítulo se realizan los cálculos para determinar la conductividad térmica de la probeta. El material de la probeta a utilizar corresponde a Cobre puro. Se cuenta con un experimento como referencia en el capítulo 5.

También, se comparan las temperaturas de diferentes capas de materiales calculado por resistencias térmicas de contacto bajo coordenadas cilíndricas (Cengel, 2007, pág. 150) y lo determinado por *Flow Simulation* de las diferentes capas de materiales (Systems, 2011, pág. A2).

Se calculan los coeficientes de convección forzados, a través de las ecuaciones de convección. (Cengel, 2007, pág. 401 a 423) y lo obtenido por *Flow Simulation*.

### 7.1 Cálculo del coeficiente de convección forzado ( $h$ )

La determinación de  $h$  permite conocer el flujo de calor dentro y fuera de la probeta y así aplicar la Ley de Fourier para determinar  $k$  en el  $\Delta T$  de temperatura que se produzca. A continuación se determinan  $h$  para la placa y los cilindros del enfriador.

#### 7.1.1 Cálculo de convección forzado ( $h$ ) para una placa o aleta.

Es muy común en la práctica encontrar aletas en los sistemas de enfriamiento o calentadores, como es el caso de condensadores o evaporadores. El uso de estos elementos se utiliza para aumentar el área de contacto y así elevar la transferencia de calor. Como la transferencia de calor es menor en gases que en líquidos, esta práctica es muy utilizada para aumentar esta transferencia en gases, como es el caso del enfriador a utilizar donde el aire debe enfriar el extremo de la probeta. Ver Figura 24: Resumen de las Características técnicas del enfriador, Fuente: (Cooler Master).

Para determinar el coeficiente de convección forzado ( $h$ ) para las placas del enfriador resulta necesario considerar las siguientes basadas en la teoría de la transferencia de calor:

- Existen condiciones estacionarias de operación.
- La placa se considera como una lámina plana sin resaltes ni orificios de  $63 \times 100 \text{ mm}^2$ .
- La dirección de flujo de aire es paralelo a la placa.
- Los efectos de radiación son despreciables.
- El aire es un gas ideal.
- Se considera una temperatura superficial ( $T_s$ ) de  $25^\circ\text{C}$ .

Esquema del problema en la Figura 33.

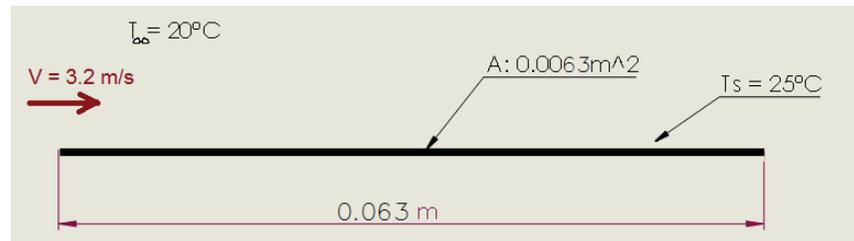


Figura 33: Aire enfría la aleta por convección pasando por arriba y debajo de esta. Fuente: Propia.

Las propiedades del aire a considerar son la temperatura de película y la presión atmosférica. Ver Ec. 41.

$$T_f = T_s + T_\infty \quad \text{Ec. 41}$$

$T_f$ : Temperatura de película.

$T_s$ : Temperatura superficial.

$T_\infty$ : Temperatura ambiente del aire.

Reemplazando en la Ec. 41.

$$T_f = 25 + 20 = 22.5^\circ\text{C}$$

Las propiedades necesarias del aire bajo temperatura de película de  $22.5^\circ\text{C}$  y presión atmosférica a 1 atm se visualizan en la Tabla A-151 (Cengel, 2007) y se debe interpolar a  $22.5^\circ\text{C}$ .

$$\rho = 1.194 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad k = 0.02512 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \quad Pr = 0.73025 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \quad \nu = 1.539 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Donde:

Pr = Número de Prandtl

$\nu$  = Viscosidad cinemática.

Se calcula el número de Reynolds con la Ec. 42:

$$Re = \frac{V * L}{\nu} \quad \text{Ec. 42}$$

$$Re = \frac{3.2 * 0.063}{1.539 * 10^{-5}} = 13099.42 \text{ "Flujo laminar"}$$

Para calcular el coeficiente de convección ( $h$ ), se requiere primero obtener el número de Nusselt ( $N_u$ ). Ver Ec. 43 y reemplazar en la Ec. 44. (Cengel, 2007, pág. 414).

$$N_u = 0.664 * Re^{0.5} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 43}$$

$$h = \frac{k}{L} * N_u \quad \text{Ec. 44}$$

Entonces reemplazando en la Ec. 43.

$$N_u = 0.664 * 13099.42^{0.5} * 0.73025^{\frac{1}{3}} = 68.436$$

Se determina el coeficiente de convección ( $h$ ) al remplazar la Ec. 44.

$$h = \frac{0.02512}{0.063} * 68.436 = 27 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Y Remplazando los valores en la ec. ley de Newton de enfriamiento Ec. 45 se tiene un flujo de calor.

$$\dot{Q} = h * A(T_\infty - T_s) \quad \text{Ec. 45}$$

$$\dot{Q} = 27 * 0.0063 * 2(20 - 25) = -1.7W$$

Se considera que esta pérdida de calor corresponde a las dos caras de cada aleta, es por eso que el área de la aleta se multiplica por 2 en la Ec. 45.

A continuación se corroboran los resultados obtenidos con *Solidworks Flow Simulation*, considerando un mallado de tamaño medio, ver Figura 34. (Systems, 2011, pág. B4).

Los parámetros de entrada al software fueron:

- Velocidad del aire lineal de 3.2 m/s.
- Presión de 1 atm del aire.
- Temperatura constante de la superficie de la placa de 25 °C.

El objetivo o resultado de la iteración es obtener el flujo de calor y el coeficiente de convección en una cara de la placa. Estos resultan en promedio son:

$$\dot{Q} = 1.87W \text{ y } h = 30.1 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad \text{Ver Figura 35.}$$

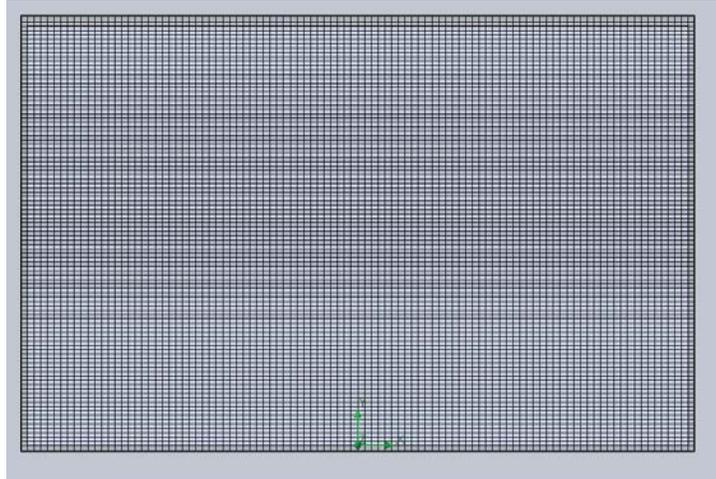


Figura 34: Mallado medio que representa en número de celdas de estudio donde se itera. Tamaño celda:  $1 \times 0.6 \times 0.05 \text{ mm}^3$  Fuente: Propia.

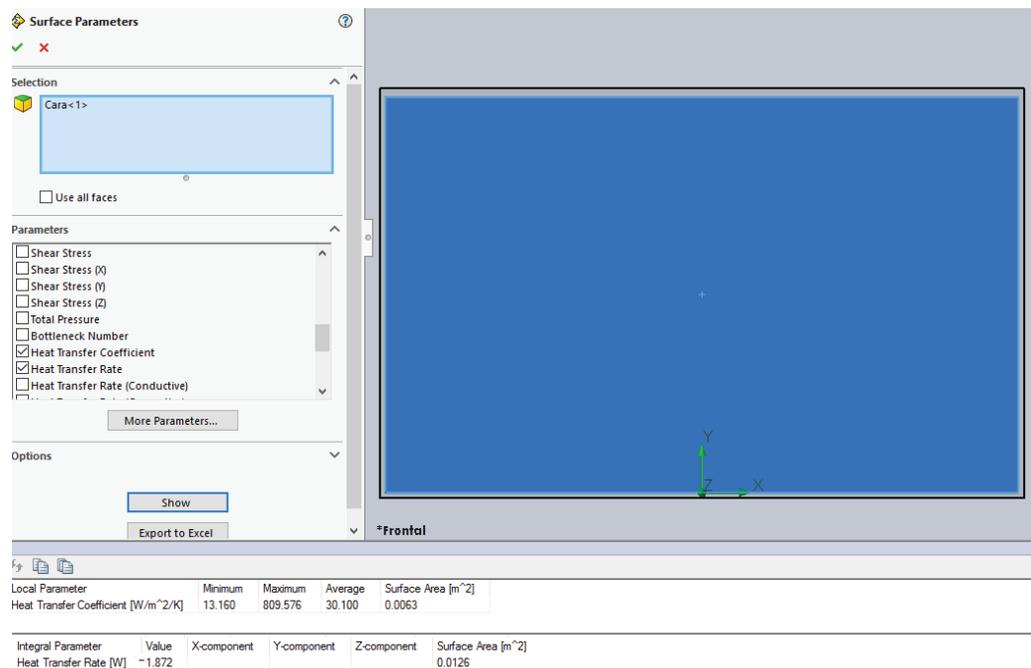


Figura 35: Pérdida de calor ( $Q$ ) y coeficiente de convección ( $h$ ) promedios. Fuente: Propia.

En la Figura 36a puede verse como cambia  $h$  para cada punto del área, siendo  $h$  mayor en la zona de entrada del aire; esto se explica en la Figura 36b, a medida que el aire se adhiere a la placa disminuye su velocidad y se consigue un menor enfriamiento de la placa.

Tanto los resultados calculados a través de fórmulas de convección forzada, como los obtenidos en la simulación pueden apreciarse en Tabla 7, a su vez se muestra su error porcentual respecto a la simulación.

Tabla 7: Resultados por fórmula y simulación. Convección en placa.

Variable	Por fórmula	Simulación	Error porcentual
$h$ [ $W/m^2\text{°C}$ ]	27	30.1	10.3
Flujo de Calor [ $W$ ]	-1.7	-1.872	9.2

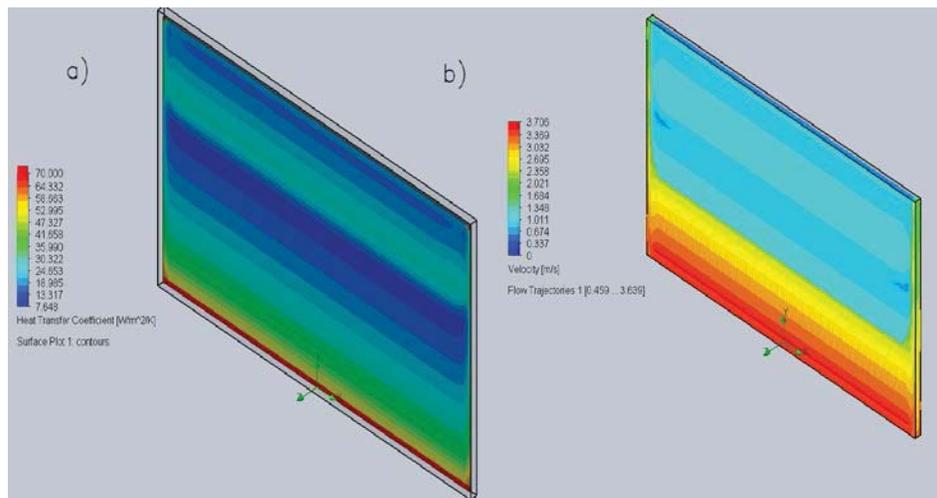


Figura 36: a) Muestra el cambio lineal de  $h$  sobre la placa. b) Puede verse un comportamiento lineal también, en este caso de la velocidad. Fuente: Propia.

*Flow Simulation* trabaja con el número de Nusselt para determinar  $h$ . Ver Ec. 28 y Ec. 29. del capítulo 4, en donde el software obtienen un sistema de ecuaciones lineales de las ecuaciones diferenciales de Navier-Stokes que se resuelven con algoritmos complejos e itera y correlaciona con la celda contigua acumulando un error o incertidumbre que depende del tamaño de cada celda del mallado, siempre y cuando se cumplan parámetros de estabilidad durante la iteración. Se cesan las iteraciones cuando se cumplen condiciones de convergencia en los cálculos.

### 7.1.2 Cálculo de convección forzado para un cuerpo cilíndrico.

Suposiciones basadas en la teoría de la transferencia de calor:

- Existen condiciones estacionarias de operación.
- La dirección de flujo de aire es perpendicular al tubo.
- Los efectos de radiación son despreciables.
- El aire es un gas ideal.
- Se considera una temperatura superficial ( $T_s$ ) de  $25^\circ\text{C}$ .
- No se consideran los extremos para omitir el comportamiento del aire en los vértices.

Esquema del problema en la Figura 34.

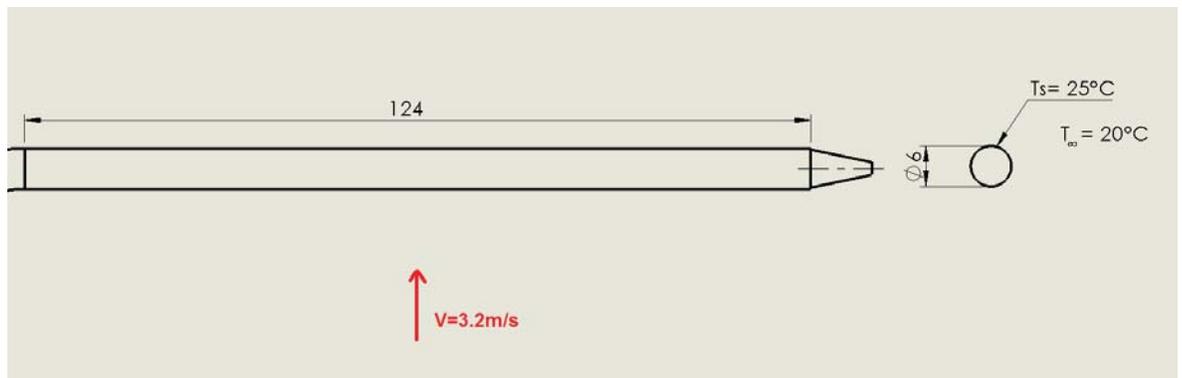


Figura 37: Aire enfría por convección y cruza el cilindro. Fuente: Propia.

Reemplazando en la Ec. 41  $T_s$  y  $T_\infty$ . Se tiene:

$$T_f = 25 + 20 = 22.5^\circ\text{C}$$

Las propiedades necesarias del aire bajo temperatura de película de  $22.5^\circ\text{C}$  y presión atmosférica a 1 atm se visualizan en la Tabla A-151 (Cengel, 2007) y se debe interpolar a  $22.5^\circ\text{C}$ .

$$\rho = 1.194 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad k = 0.02512 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \quad Pr = 0.73025 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \quad \nu = 1.539 * 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Donde:

Pr = Número de Prandtl

$\nu$  = Viscosidad cinemática.

Se calcula el número de Reynolds con la Ec. 46:

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \quad \text{Ec. 46}$$

$$Re = \frac{3.2 * 0.006}{1.539 * 10^{-5}} = 1247.56 \text{ "Flujo laminar"}$$

Para calcular el coeficiente de convección ( $h$ ), se requiere primero obtener el número de Nusselt ( $N_u$ ). Esto a través de las Ec. 47 y Ec. 48. (Cengel, 2007, pág. 413)

$$N_u = 0.3 * \frac{0.62 Re^{0.5} * Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} * \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad \text{Ec. 47}$$

$$h = \frac{k}{D} * N_u \quad \text{Ec. 48}$$

Considerando las propiedades del aire a la temperatura de película a la presión de 1atm y  $Re = 1247.56$ , reemplazando en la Ec. 47 se tiene:

$$N_u = 0.3 * \frac{0.621247.56^{0.5} * 0.73025^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{0.73025}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} * \left[1 + \left(\frac{1247.56}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

$$N_u = 18.1$$

Reemplazando  $N_u$  y  $k$  en la Ec. 48, se obtiene  $h$ .

$$h = \frac{0.02512}{0.006} * 18.1 = 75.8 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Reemplazando los valores en la ec. ley de Newton de enfriamiento Ec. 45, donde el área del manto del cilindro es según la Ec. 49:

$$A = \pi D * L \quad \text{Ec. 49}$$

$$A = \pi * 6 * 10^{-3} * 135 * 10^{-3} = 2.5 * 10^{-3} [m^2]$$

Remplazando la Ec. 49 en la Ec. 45, ley de Newton de enfriamiento se tiene:

$$\dot{Q} = 75.8 * 2.5 * 10^{-3}(20 - 25) = -0.96W$$

A continuación se determinan las mismas variables con *Flow Simulation*, considerando un mallado de tamaño medio, ver Figura 38.

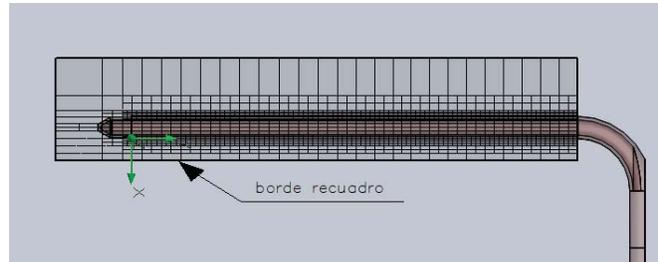


Figura 38: Mallado con equidistancia en el refinado. El software analiza sólo la parte encerrada por el recuadro, lo que corresponde al límite para el estudio. Tamaño celda:  $0.8 \times 0.6 \times 0.05 \text{ mm}^3$ . Fuente: Propia.

Los parámetros de entrada al software son:

- Velocidad del aire lineal de 3.2 m/s.
- Presión de 1 atm del aire.
- Temperatura constante de la superficie del tubo de 25 °C.

El objetivo o resultado de las iteraciones es obtener el flujo de calor promedio y el coeficiente de convección promedio los cuales corresponden a:

$$\dot{Q} = 0.883W \text{ y } h = 68.83 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad \text{Ver Figura 39.}$$

En la Figura 40a Se grafica  $h$  sobre la superficie del tubo, éste es mayor en la zona de entrada del aire y disminuye por detrás del tubo. Esto coincide con que la velocidad del aire disminuye en esta zona. En la Figura 40b, se grafican los vectores en dirección al aire de entrada y se puede apreciar que a medida que el aire se adhiere a la placa y disminuye su velocidad, consigue un menor enfriamiento de ésta.

Tanto los resultados calculados a través de fórmulas de convección forzada, como los obtenidos en la simulación pueden apreciarse en Tabla 8, a su vez se muestra su error porcentual respecto a la simulación.

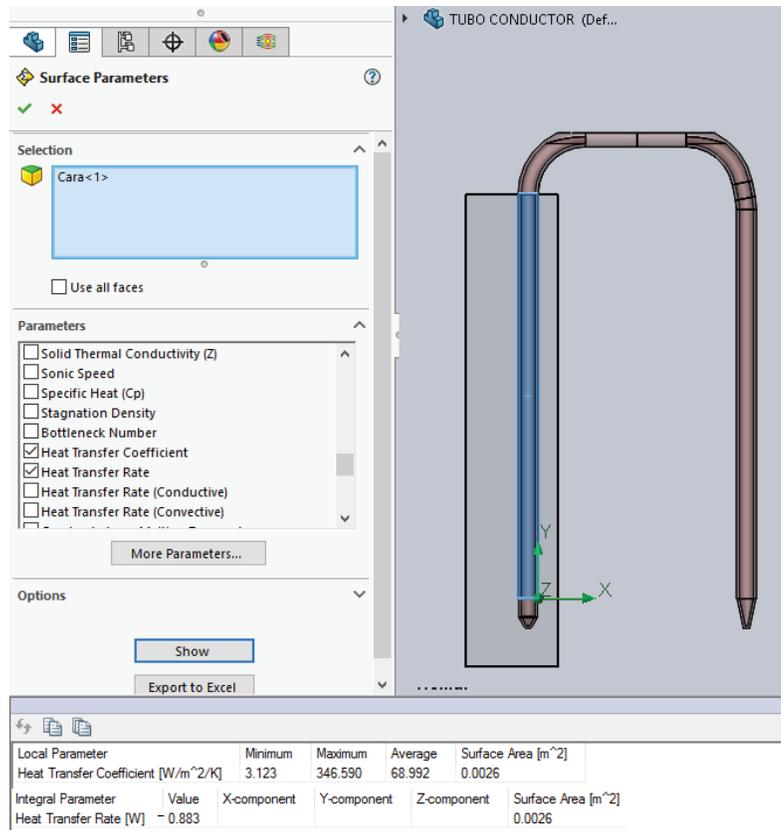


Figura 39: Se muestra los resultados obtenidos para  $Q$  y  $h$ . Fuente: Propia.

Tabla 8: Resultados por fórmula y simulación. Convección en tubo hueco.

Variable	Por fórmula	Simulación	Error porcentual
$h$ [W/m <sup>2</sup> °C]	75.8	68.992	9.9
Flujo de Calor [W]	-0.96	-0.883	8.7

Al igual que en el cierre del punto 7.1.1 *Flow Simulation* trabaja con las ecuaciones diferenciales de Navier-Stokes. Ver Ec. 28 y Ec. 29. del capítulo 4

## 7.2 Análisis térmico en el equipo para medir conductividad térmica en sólidos.

Se analiza el equipo de conductividad térmica, por medio de *Flow Simulation*. El mallado cartesiano afinado se obtuvo a través de mallados personalizados y un mallado adaptativo que divide las celdas en cuatro cuando el gradiente de flujo es alto en alguna región.

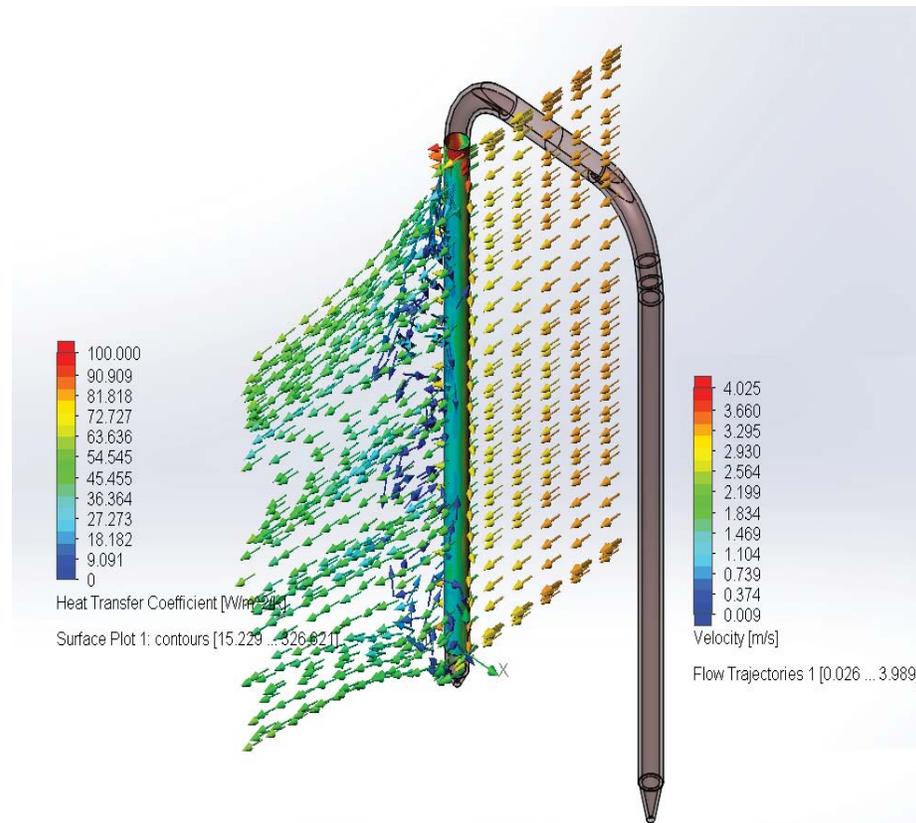


Figura 40: Se combina un diagrama de superficie para  $h$  sobre el tubo y una trayectoria de flujo de vectores para  $V$ . Fuente: Propia.

Se utiliza un mallado adaptativo de nivel 2. Que es el refinamiento máximo adaptativo a utilizar. Ver Figura 41. El nivel 2 indica que cada celda del mallado global se divide en ocho partes. (si fuera nivel 1, las celdas sólo se dividirían en cuatro partes). En *refinement settings*, se coloca 20 850 000 que corresponde al máximo número de celdas permitidas (este valor dependerá de cuantas celdas es capaz de procesar el computador en la memoria RAM y se utiliza para evitar el colapso del mismo durante el análisis). La estrategia de refinado es periódica y hace referencia a que el primer refinado ocurre a las 100 iteraciones y luego volverá a refinar cada 50 iteraciones. El *relaxation interval* es el número de iteraciones que se van agregar cuando el *solver* defina que el análisis convergió y debe concluir.

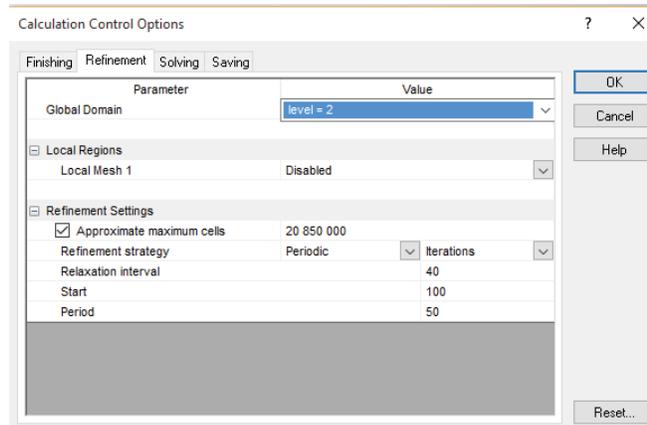


Figura 41: Parámetros del mallado adaptativo

Esto permite minimizar el tiempo de análisis y obtener una solución válida (Systems, 2011, pág. B4) Figura 42: Mallado calculado para las aletas.

### 7.2.1 Consideraciones basadas en la teoría de la transferencia de calor

- El estudio se realiza una vez se consigue un estado estacionario entre todas sus partes.
- El calefactor tiene una potencia calorífica de: 160 W en total y alimenta a ambas probetas.
- La probeta es de cobre puro y su conductividad térmica ( $k$ ). Varía respecto a su temperatura de acuerdo al gráfico de la Figura 44.
- Se realiza una simetría para la mitad izquierda del equipo. Como el calefactor está en medio, la probeta a analizar recibe la mitad de su potencia, es decir, se le transmite  $\frac{160}{2} = 80W$ . Ver Figura 43.
- Se destaca el mallado fino para el radiador y las termocupas, de esta manera se disminuye la tasa de error en los resultados.
- Para optimizar recursos de *hardware*, se omiten todas las piezas que no participan directamente en la transferencia de calor: Ventiladores, estructura equipo y uniones como pernos. Características del computador en el Anexo 10.2.
- No se consideran los ventiladores, porque en reemplazo se toma en cuenta la convección del radiador como  $h = 75.8 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$  para cada placa y  $h = 68.83 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$  para cada tubo, estos coeficientes se aprecian en Tabla 7 y Tabla 8.
- La convección natural sobre el armazón aislado e determinado por el software y no se impondrá valor alguno.

- La temperatura inicial del aire y de todos los sólidos es de 20°C.
- La presión del aire es de 1atm.
- Para *Flow Simulation*, algunos materiales fueron considerados con un  $k$  constante y para otros con un  $k$  dependiente de su temperatura. Esto se detalla en la Tabla 9: Coeficientes de Conductividad térmica.
- Se omiten las pérdidas de calor en el cable eléctrico.
- Se consideran dos termocuplas por probeta.
- Se consideran dos termocuplas sobre la capa exterior del equipo.

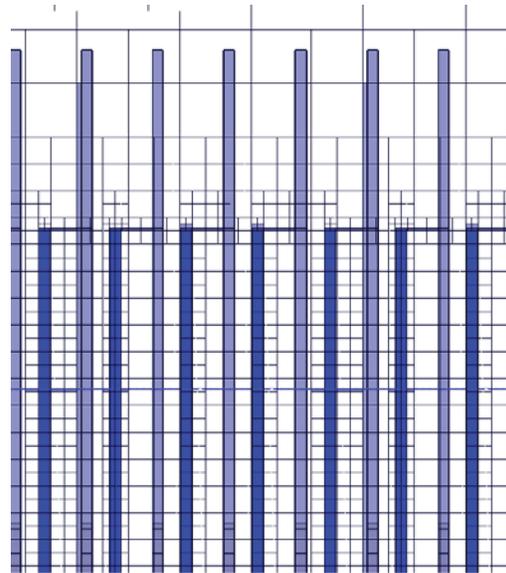


Figura 42: Mallado calculado para las aletas. Fuente: Propia.

Tabla 9: Coeficientes de Conductividad térmica.

DESIGNACION PIEZA	Nº PLANO	MATERIAL	$(k) \left[ \frac{W}{m^{\circ}C} \right]$
Probeta	PROY-08	Cobre	Figura 44
Armazón	PROY-04	Poliéster 30% fibra de vidrio	0.07
Lana mineral	PROY-07	Lana Mineral	0.046
Calefactor	PROY-01	Acero Inoxidable AISI 321	Figura 45
Termocupla	PROY-09	Chromel Constantan	Figura 46
Radiador	PROY-13	Aluminio alloy 5052	Figura 47

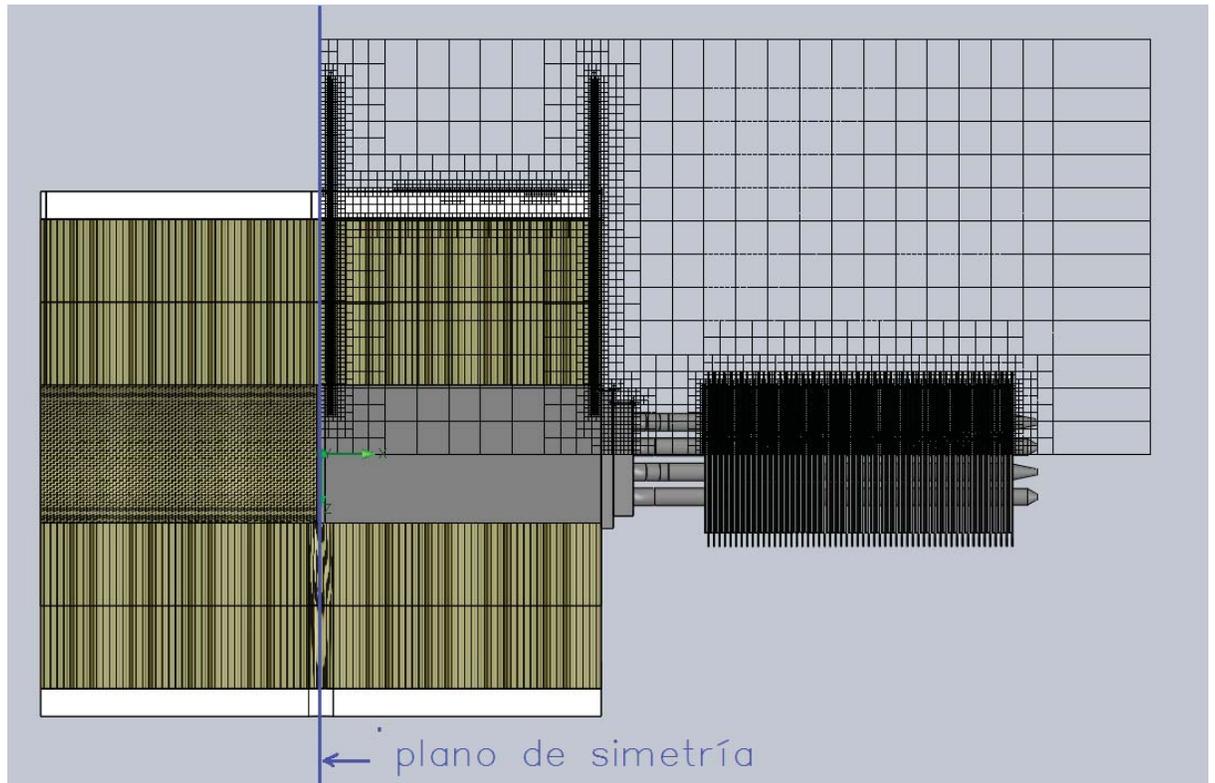


Figura 43: Mallado del equipo de conductividad térmica. Fuente: Propia.

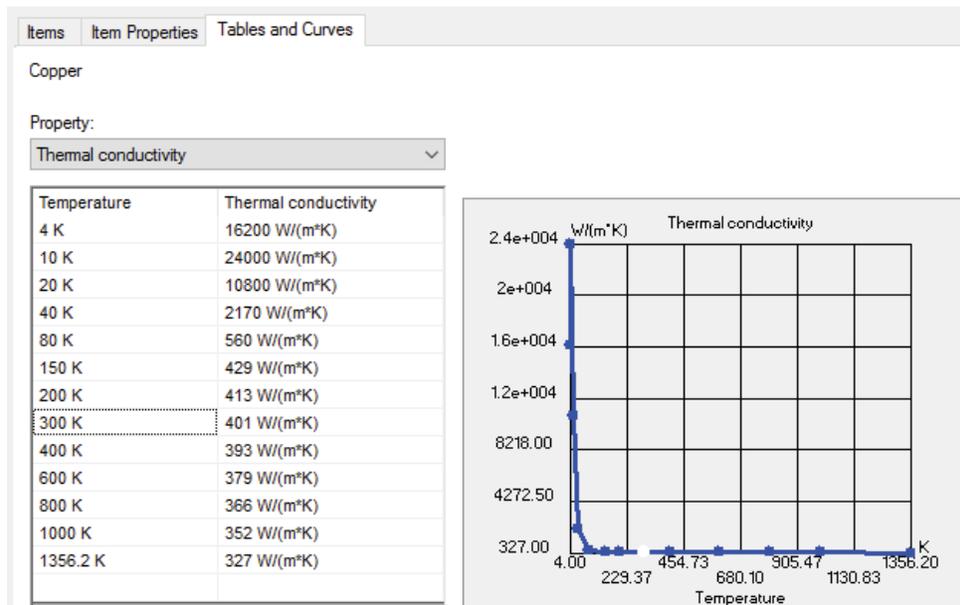


Figura 44: Coeficiente de conductividad térmica del cobre puro vs temperatura. Fuente: Biblioteca *Flow Simulation*.

Steel Stainless 321

Property:

Thermal conductivity

Temperature	Thermal conductivity
10 K	1.5 W/(m <sup>2</sup> K)
20 K	3.7 W/(m <sup>2</sup> K)
40 K	5.5 W/(m <sup>2</sup> K)
80 K	8.2 W/(m <sup>2</sup> K)
150 K	11 W/(m <sup>2</sup> K)
300 K	15.1 W/(m <sup>2</sup> K)
600 K	19.8 W/(m <sup>2</sup> K)
900 K	26.6 W/(m <sup>2</sup> K)
1100 K	27.8 W/(m <sup>2</sup> K)
1683.2 K	29 W/(m <sup>2</sup> K)

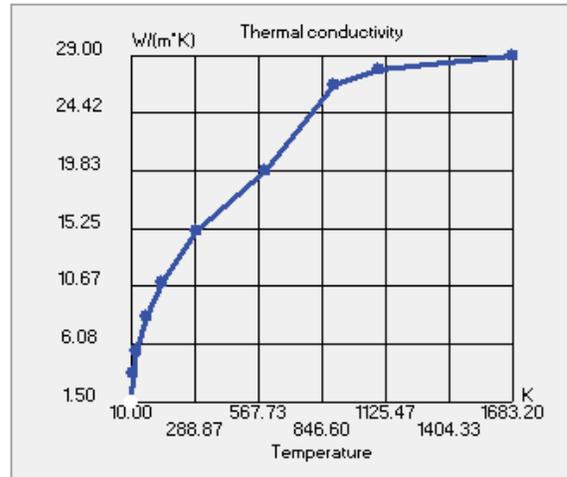


Figura 45: Coeficiente de conductividad térmica del acero inoxidable AISI 321 puro vs temperatura. Fuente: Biblioteca *Flow Simulation*.

Chromel Constantan

Property:

Thermal conductivity

Temperature	Thermal conductivity
4 K	0.8 W/(m <sup>2</sup> K)
5 K	1.2 W/(m <sup>2</sup> K)
6 K	1.6 W/(m <sup>2</sup> K)
7 K	2.2 W/(m <sup>2</sup> K)
8 K	2.6 W/(m <sup>2</sup> K)
9 K	3.1 W/(m <sup>2</sup> K)
10 K	3.5 W/(m <sup>2</sup> K)
15 K	6.15 W/(m <sup>2</sup> K)
20 K	8.8 W/(m <sup>2</sup> K)
25 K	10 W/(m <sup>2</sup> K)
30 K	11.2 W/(m <sup>2</sup> K)
40 K	13 W/(m <sup>2</sup> K)
50 K	14.5 W/(m <sup>2</sup> K)
80 K	18 W/(m <sup>2</sup> K)
100 K	18 W/(m <sup>2</sup> K)

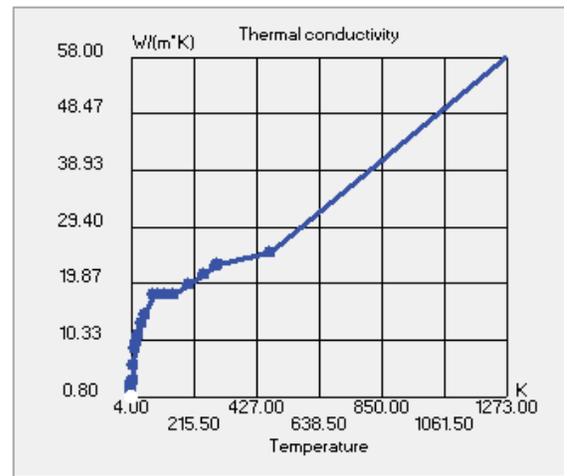


Figura 46: Coeficiente de conductividad térmica del material Chromel constantan. Fuente: Biblioteca *Flow Simulation*.

Aluminum 5052

Property:

Thermal conductivity

Temperature	Thermal conductivity
4 K	4.8 W/(m²K)
20 K	25 W/(m²K)
77 K	77 W/(m²K)
194 K	120 W/(m²K)
273 K	140 W/(m²K)

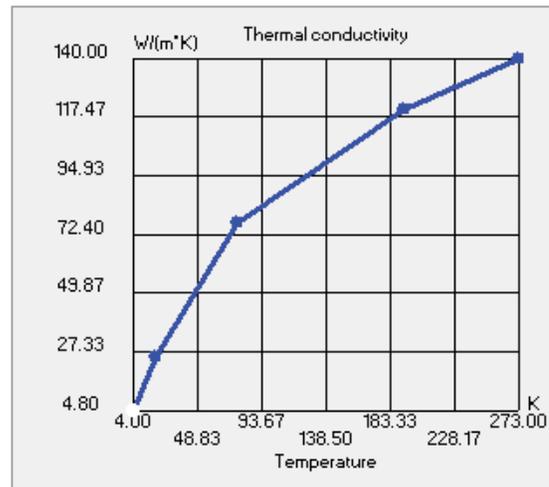


Figura 47: Coeficiente de conductividad térmica de la aleación aluminio 5052. Fuente: Biblioteca *Flow Simulation*.

### 7.2.2 Temperatura radial del calefactor sobre los materiales aislantes:

El resultado del estado estacionario permite determinar la convección natural  $h_0$  sobre la carcasa, Ver Figura 48. La carcasa tiene una convección natural promedio ( $h_0$ ) de  $0.786 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$  ver Figura 49.

El flujo de calor radial o pérdidas del calefactor ( $Q_{rad}$ ) corresponde a  $0.044W$  y es obtenido por *Flow Simulation*. Ver Figura 50.

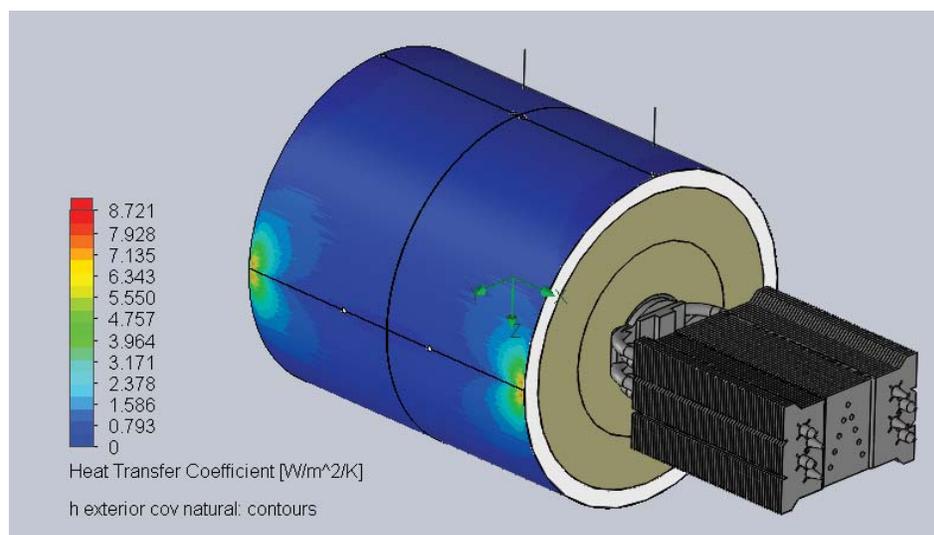


Figura 48: Distribución de  $h_0$  sobre la carcasa. Fuente: Propia.

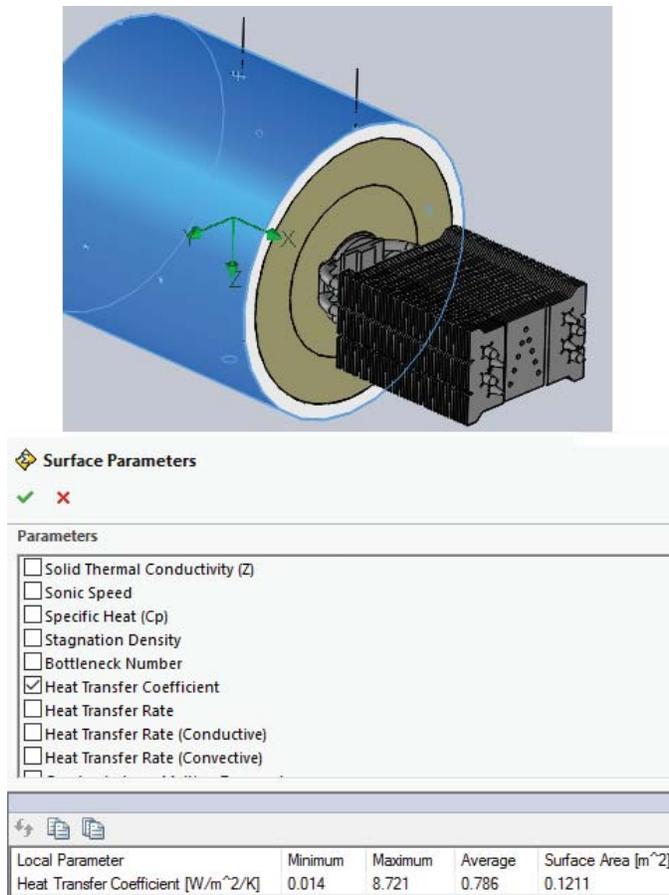


Figura 49: Determinación del valor promedio de  $h_0$ . Fuente: Propia.

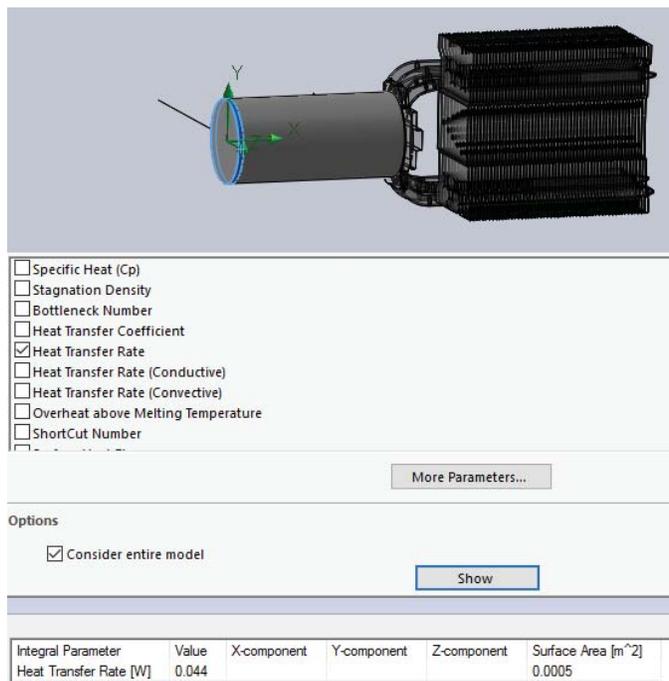


Figura 50: Flujo de calor radial del calefactor: 0.044W. Fuente: Propia.

Al contar con  $h_0$  y  $Q_{radial}$ , además de los  $k$  para cada material, es posible determinar la temperatura para cada capa, a través del método de resistencias térmicas cilíndricas para estudios estacionarios, ver Figura 51. (Cengel, 2007, pág. 150).

Consideraciones basadas en la teoría de la transferencia de calor:

- El estudio se realiza una vez se consigue un estado estacionario entre todas sus partes.
- Los  $k$  de todos los materiales se consideran constantes y no varían respecto a la temperatura.
- Se considera para el análisis un espesor de Largo ( $L$ )  $3mm$  que resulta ser el espesor del calefactor de mica.
- Temperatura ambiente de  $20^{\circ}C$  (misma consideración para la simulación).

Para el cálculo se consideran las Ec. 50 y Ec. 51 (Cengel, 2007, pág. 150).

$$R_{1-2} = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_a}\right)}{2\pi k_{lm}L} \quad \text{Ec. 50}$$

Donde:

$r_b$  : Radio dirección exterior.

$r_a$  : Radio dirección interior.

$k_{lm}$  : Coeficiente de conductividad térmica de la lana mineral.

$L$  : Espesor total.

$$Q = \frac{T_a - T_b}{R_{eq}} \quad \text{Ec. 51}$$

Donde:

$Q$ : Flujo de calor de  $a$  a  $b$ .

$T_a$ : Temperatura en la capa  $a$ .

$T_{b\infty}$ : Temperatura en la capa  $b$ .

$R_{eq}$ : Resistencia equivalente.

Utilizando la Ec. 50 se tiene:

$$R_{1-2} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{lm}L} = \frac{\ln\left(\frac{85}{25}\right)}{2\pi * 0,046 * 3 * 10^{-3}} = 1411,376 \left[\frac{C^{\circ}}{W}\right]$$

$$R_{2-3} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{lm}L} = \frac{\ln\left(\frac{95}{85}\right)}{2\pi * 0,07 * 3 * 10^{-3}} = 84,296 \left[\frac{C^{\circ}}{W}\right]$$

$$R_{3-3\infty} = \frac{1}{h * 2\pi * r_2 * L} = \frac{1}{0,786 * 2\pi * 95 * 10^{-3} * 3 * 10^{-3}} = 710,48 \left[ \frac{C^\circ}{W} \right]$$

$$R_{eq} = R_{1-2} + R_{2-3} + R_{3-3\infty} = 2206,152$$

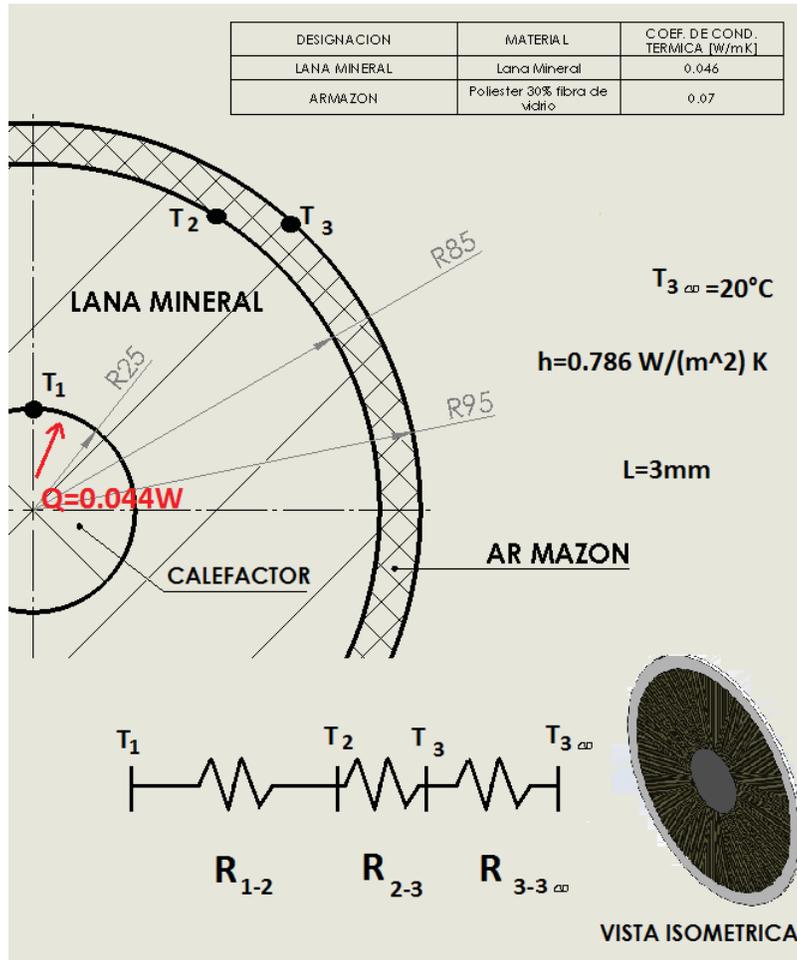


Figura 51: Variables consideradas y circuito de resistencias. Fuente: Propia.

Utilizando la Ec. 51 se tiene.

$$Q = \frac{T_1 - T_{3\infty}}{R_{eq}}$$

$$T_1 = Q * R_{eq} + T_{3\infty} = 0,044 * 2206,152 + 20 = 117^\circ\text{C}$$

$$Q = \frac{T_1 - T_3}{R_{1-3}}$$

$$R_{1-3} = +R_{1-2} + R_{2-3} = 1495,672$$

$$T_3 = T_1 - Q * R_{1-3} = 117 - 0,044 * 1495,672 = 51,2^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{1-2}}$$

$$T_2 = T_1 - Q * R_{1-2} = 117 - 0,044 * 1411,376 = 54,9^{\circ}\text{C}$$

*Flow Simulation* permite obtener la temperatura para cada una de las capas en cualquier parte de los sólidos mostrados en la Figura 52. Se marcan las temperaturas en las superficies o capas de cada material dentro del largo ( $L$ ) de  $3\text{mm}$  para comparar semejanza entre estos resultados con los del método analítico.

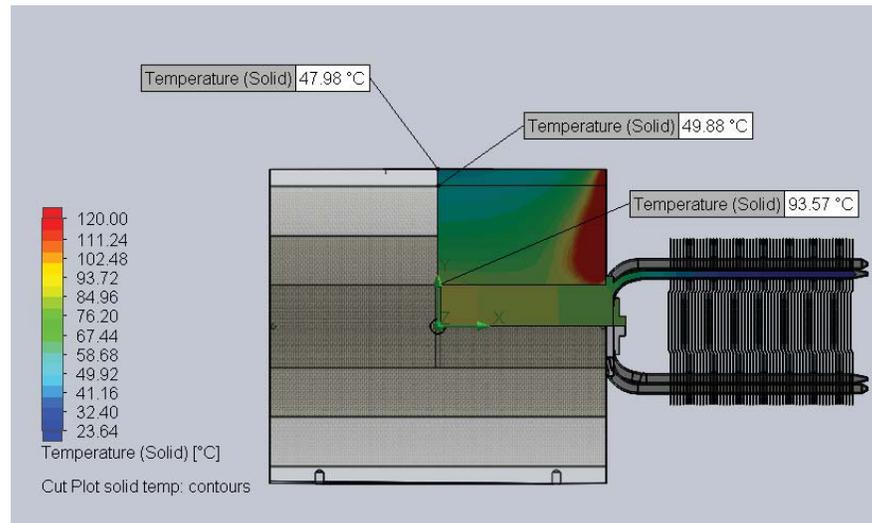


Figura 52: Cambio de temperatura en la sección media del equipo. Fuente: propia.

Se verifica cierta similitud de los resultados obtenidos por fórmula y simulación. Ver Tabla 10. La mayor diferencia ocurre en  $T_1$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] y se debe a que para el método analítico se consideró que tanto el calefactor de mica como la lana mineral y el armazón tienen un espesor de  $3\text{mm}$ , en cambio para la simulación se hizo la consideración real, es decir:

- Espesor de mica:  $3\text{mm}$ .
- Espesor de lana mineral: el ancho del equipo  $303\text{mm}$ .
- Espesor de lana armazón: el ancho del equipo  $303\text{mm}$ .

El considerar parte del equipo para los cálculos de resistencia permite por medio de una forma simple obtener un valor aproximado. (Cengel, 2007, pág. 148).

Tabla 10: Resultados por fórmula y simulación de la temperatura por capas.

Variable	Por fórmula	Simulación	Error %
$T_1$ [ $^{\circ}C$ ]	117	93,6	25
$T_2$ [ $^{\circ}C$ ]	54,9	49,9	10
$T_3$ [ $^{\circ}C$ ]	51,2	48	6

### 7.2.3 Ley de Fourier para medir la conductividad térmica.

El equipo mide la conductividad térmica en sólidos, a través de la ley de Fourier, en base a la Ec. 1.

Consideraciones basadas en la teoría de la transferencia de calor:

- El estudio se realiza una vez se consigue un estado estacionario entre todas sus partes.
- Se consideran las pérdidas radiales del calefactor por lo que el flujo de calor en dirección a cada probeta (eje x) es de  $19,94W * 4 = 79,976W$ . (se multiplica por 4 ya que el resultado representa la cuarta parte del calefactor, debido a la simetría considerada en *Flow Simulation*). Ver Figura 53.
- Las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$  corresponden a la temperatura del sensor 1 (cercano a la fuente de calor) y a la temperatura del sensor 2 (cercano al enfriador). Esta información es obtenida de *Flow Simulation*. Ver Figura 54. La distancia entre sensores ( $\Delta x$ ) corresponde a  $96mm$ .
- La probeta tiene un diámetro de  $50mm$ .

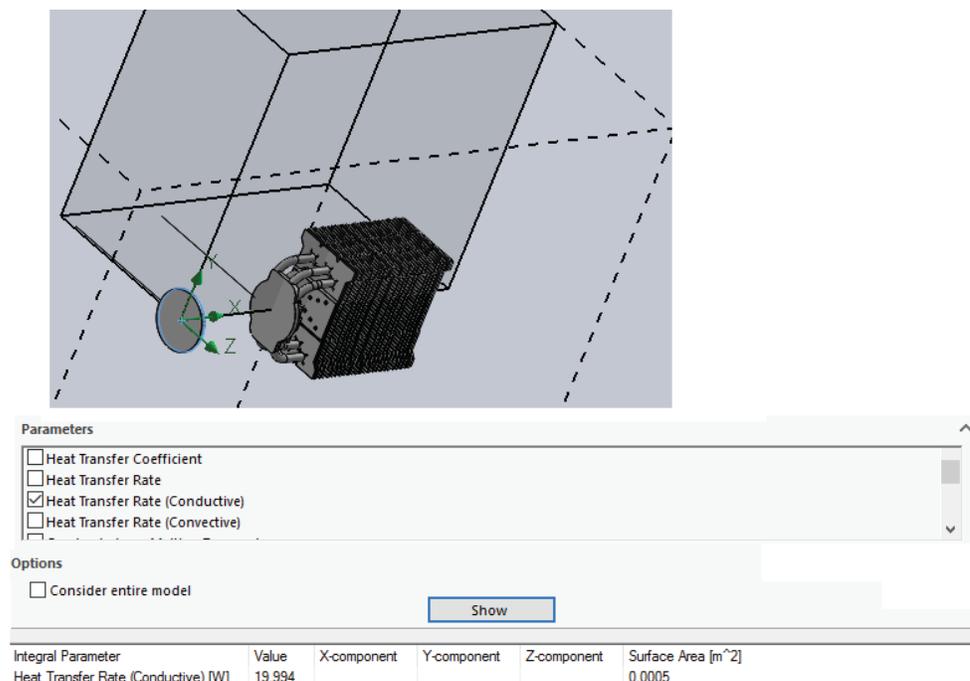


Figura 53: Se representa la fuente de calor de 19,994W en la cuarta parte del calefactor debido a la simetría térmica impuesta. Fuente propia.

Datos:

- $\dot{Q} = 79,976W$
- $T_1 = 91,59^\circ C$
- $T_2 = 82,23^\circ C$
- $\Delta x = 96mm = 96 * 10^{-3}m$
- $A = \frac{\pi * 0,05^2}{4} = 1,96 * 10^{-3}m^2$

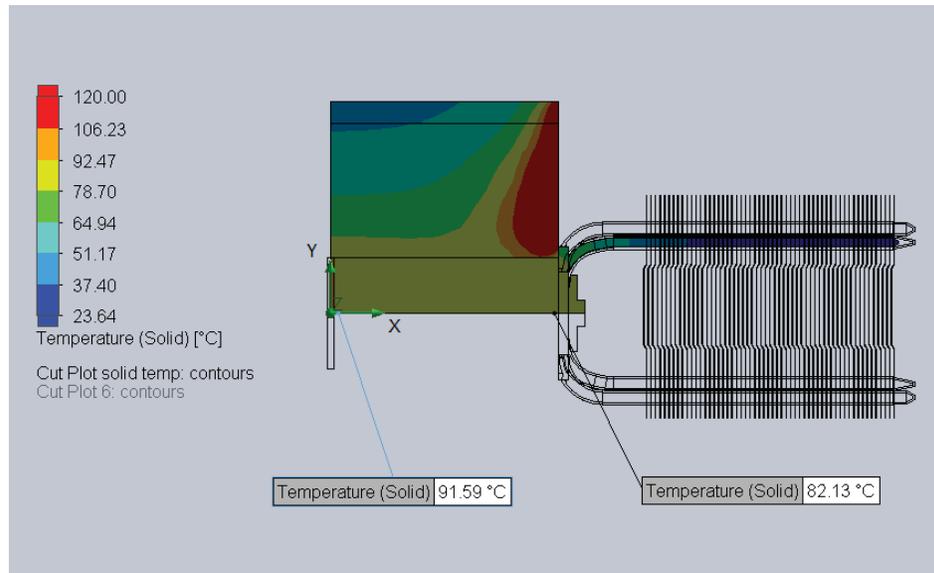


Figura 54: Temperaturas en los sensores 1 y 2. El corte y ubicación de los sensores está al medio de la probeta en el plano xy. Fuente: propia.

Despejando  $k$  de la Ec. 1 y reemplazando los datos, se tiene:

$$k = \frac{\dot{Q} * \Delta x}{A(T_1 - T_2)} = \frac{79.976 * 96 * 10^{-3}}{1,96 * 10^{-3}(91,59 - 82,13)} = 414,08 \left[ \frac{W}{m^\circ C} \right]$$

Como se dijo en el capítulo 5,  $k$  es dependiente de la temperatura. Se va a comparar este resultado de  $k$  (donde  $T_1$ ,  $T_2$  y  $\dot{Q}$  se obtuvieron por la simulación y lo demás son valores geométricos) con  $k$  de la Figura 44: Coeficiente de conductividad térmica del cobre puro vs temperatura. Fuente: Biblioteca *Flow Simulation*.

Para esto se considera una temperatura promedio entre  $T_1$  y  $T_2$ , ver Ec. 52:

$$T_{prom} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{91.59 + 82.13}{2} = 86.86[^\circ C] = 359.86[K] \quad \text{Ec. 52}$$

Interpolando  $T_{prom} = 86.86[^\circ C] = 359.86[K]$  en la Figura 44 se tiene un  $k = 396.21 \left[ \frac{W}{m^\circ C} \right]$  ver Tabla 11.

Tabla 11: Interpolación respecto a la temperatura promedio de 359.86K.

Temperatura [K]	K [ $\frac{W}{m^2C}$ ]
300	401
359.86	396.21
400	393

Ahora se determina el error porcentual de la simulación (*error*) al ser comparado con el de la Figura 44. Ver Ec. 53.

$$error = \frac{|k_{simulacion} - k_{biblioteca}|}{k_{biblioteca}} * 100 \quad \text{Ec. 53}$$

$$error = \frac{414.08 - 396.21}{396.21} * 100 = 4.5\%$$

**Se tiene un error porcentual en *k* de 4.5% respecto al valor perteneciente a biblioteca de *Flow Simulation* a la temperatura promedio de 359.86K.**

Cabe destacar que el software tardó 10 *horas* en realizar los cálculos y ocupó para los cálculos 6 823 729 celdas en total.

## 8 CONCLUSIONES

Se diseñó el equipo de conductividad térmica de acuerdo a las recomendaciones del profesor Uher para un equipo perteneciente al método absoluto. Puede verse en el punto 3.1.1 TECNICA ABSOLUTA pág. - 13 -. Para la aplicación de esta técnica de medición se necesita trabajar bajo un estado estacionario. Se decidió trabajar con las recomendaciones del profesor Uher en lo respecto a:

- 2 sensores por probeta.
- Material de los sensores: Chromel-Constantan (baja conductividad térmica).
- Diámetro de los sensores de 0.025mm o menor.
- Laca epóxico ESF-2-5 en las uniones con las termocuplas. (disminuye pérdidas por contacto).
- Relación diámetro / largo 1/5 1/2.
- Material aislante en las paredes (no recomienda dimensiones, ni coeficiente de conductividad térmica).
- Enfriador (no indica que tipo de enfriador utilizar).

De las recomendaciones del profesor Uher, no se consideraron las siguientes:

- El cable de alimentación de bronce fosfórico de espesor 0.1mm baja conductividad térmica y razonable conductividad eléctrica.

Motivo: Resulta más sencillo en la manipulación del equipo que sea un cordón eléctrico que una hebra fina, por otro lado habría que aislar el alambre de bronce fosfórico para evitar accidentes.

- Elevar la temperatura del calefactor sobre los 150 K (-123°C) produce considerables pérdidas de calor por radiación.

Motivo: Impracticable si se desea un equipo portátil, por otro lado como el coeficiente de conductividad térmica es dependiente de la temperatura, sólo se podrían obtener valores de  $k$  a bajas temperaturas y no se tendría información concreta, por ejemplo a Temperatura ambiente. Sin embargo, es posible despreciar el calor por radiación a temperaturas sobre los 150 K (-123°C), siempre y cuando el equipo se transforme al indicado en el punto

3.2.1 TECNICA DE LA POTENCIA DEL PULSO pág. - 18 -, el cual es de tipo transitorio. Para transformar el equipo simplemente se requiere la incorporación de un osciloscopio de onda cuadrada para que se emitan pulsos de flujos de calor. La incertidumbre detectada por Maldonado es inferior al 5%.

Idealmente se pretendió utilizar el software *Flow Simulation* para calcular el equipo bajo su condición real, es decir, sin considerar simetría térmica como lo muestra la Figura 53, pero el recurso en *hardware* fue ampliamente superado. **Detalle del computador utilizado en el anexo 10.2.** El equipo en cuestión avanzó muy lentamente y se apagaba transcurrido unas cuantas horas, esto debido a la saturación de información en la memoria RAM. Lamentablemente lo mismo ocurrió cuando se consideraron los ventiladores impulsando en aire en una dirección en forma ondulante. Se utilizaron mallados locales y adaptativos para disminuir el número de iteraciones y no ir en desmedro de los resultados, pero ocurrió lo mismo que antes. Fue entonces cuando se optó por determinar el coeficiente de convección forzada para una aleta y un tubo en el enfriador, lo que permitió reducir la demanda de *hardware*. Este análisis permitió comparar el método analítico con las simulaciones lo que dio una diferencia entre ellos del 10,3% respecto a la simulación para el cálculo de  $h$  en el tubo y una diferencia entre ellos del 9,9% respecto a la simulación para el cálculo de  $h$  en la placa o aleta. Ver Tabla 7 y Tabla 8 págs. - 52 - - 56 - respectivamente. Los resultados de  $h$  fueron llevados al equipo y se obtuvieron resultados satisfactorios.

**El experimento presentado en el capítulo 5 mostró un error porcentual en  $k$  de 9.1%** respecto al valor perteneciente a biblioteca de *Flow Simulation* a la temperatura promedio de 323K. Ver Figura 44: Coeficiente de conductividad térmica del cobre puro vs temperatura. Fuente: *Biblioteca Flow Simulation*.

**El equipo diseñado presentó un error porcentual en  $k$  de 4.5%** respecto al valor perteneciente a biblioteca de *Flow Simulation* a la temperatura promedio de 359.86K. Ver Figura 44: Coeficiente de conductividad térmica del cobre puro vs temperatura. Fuente: *Biblioteca Flow Simulation*.

El porcentaje de error podría disminuir más si se tomaran en cuenta todas las consideraciones del profesor Uher.

Ventajas y desventajas de *softwares* CFD en particular de *Flow Simulation*.

- Ventajas:
  - La principal ventaja de trabajar con *softwares* de CFD es que es una buena herramienta de pre-diseño que permite reemplazar ensayos experimentales costosos.
  - Permite resolver problemas de flujo complejos y aporta comprensión de fenómenos difícil de observar y medir.
- Desventajas:
  - La principal desventaja de trabajar con *softwares* de CFD es el tiempo necesario para realizar la malla y para ejecutar el cálculo, debido a la potencia de cálculo necesario para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes.

La planimetría proporcionada en el CD presente en la contratapa de esta memoria proporciona la información para cualquiera de estas dos modalidades de fabricación, que se diferencian en tener un equipo muy preciso para medir conductividades térmicas (errores menores a 5%) o simplemente contar con un equipo a modo de enseñar a aprendices respecto de este tipo de experimentos.

## 9 NOMENCLATURA GENERAL

$k$	Coeficiente de conductividad térmica	$\left[\frac{W}{m} * ^\circ C\right]$
$M$	Masa molar	$\left[\frac{g}{Mol}\right]$
$\dot{Q}$	Flujo de calor	$[W]$
$\sigma$	Constante de Stefan-Bolzman	$\left[\frac{W}{m^2 * K^4}\right]$
$A$	Area sección transversal	$[m^2]$
$\Delta x$	Distancia entre temperaturas	$[m]$
$\varepsilon$	Emisividad	$[\ ]$
$\alpha$	Absortividad	$[\ ]$
$\rho$	Reflectividad	$[\ ]$
$Q_{loss}$	Pérdidas de Calor	$[W]$
$H$	Altura	$[m]$
$r$	Radio	$[m]$
$C$	Capacidad calorífica volumétrica	$\left[\frac{J}{m^3 K}\right]$
$R$	Resistencia Térmica	$\left[\frac{m^2 \circ C}{W}\right]$
$\tau$	Mitad periodo de tiempo de la corriente del calefactor	$[s]$
$\rho$	Densidad	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$
$C_p$	Calor específico a presión constante	$\left[\frac{J}{kg * K}\right]$
$w$	Frecuencia modular angular	$\left[\frac{rad}{s}\right]$
$C_{rt}$	Coeficiente de resistencia de materiales	$[\ ]$
$R_h$	Resistencia de la banda	$\left[\frac{\circ C}{W}\right]$
$R_0$	Resistencia del calefactor sin las condiciones de calor	$\left[\frac{\circ C}{W}\right]$
$V_{1w}$	Tensión a 1 frecuencia	$[V]$
$V_{2w}$	Tensión a 2 frecuencias	$[V]$
$V_{3w}$	Tensión a 3 frecuencias	$[V]$
$b$	Ancho del calefactor	$[m]$
$d_F$	Grosor de la lámina	$[m]$
$k_F$	Conductividad térmica, plano cruzado de la muestra	$\left[\frac{W}{m} * ^\circ C\right]$
$I$	Intensidad corriente	$[A]$
$P$	Potencia eléctrica	$[V * A]$
$R$	Resistencia eléctrica	$[\Omega]$
$Q$	Caudal	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$

$N$	Velocidad angular	$\frac{rad}{s}$
$H$	Presión manométrica total del sistema	$[Pa]$
$H_s$	Presión manométrica estática del sistema	$[Pa]$
$K$	Pérdidas de carga en la tubería	$[Pa]$
$P_t$	Presión manométrica total del ventilador	$[Pa]$
$P_v$	Presión manométrica dinámica del ventilador	$[Pa]$
$P_{fi}$	Potencia de entrada del ventilador	$[W]$
$n_t$	Eficiencia total del ventilador	$[\ ]$
$V$	Velocidad del aire	$\frac{m}{s}$
$h$	Coefficiente de convección	$\frac{W}{m^2 * ^\circ C}$
$T_\infty$	Temperatura ambiente del aire	$[^\circ C]$
$T_s$	Temperatura superficial	$[^\circ C]$
$T_f$	Temperatura de película	$[^\circ C]$
$Pr$	Número de Prandtl	$\frac{W}{m^\circ C}$
$\nu$	Viscosidad cinemática	$\frac{m^2}{s}$
$Re$	Número de Reynolds	$[\ ]$
$L$	Largo por donde circula el fluido	$[m]$
$Nu$	Número de Nusselt	$[\ ]$
$D$	Diámetro exterior	$[m]$
$r_a$	Radio dirección interior	$[m]$
$r_b$	Radio dirección exterior	$[m]$
$R_{eq}$	Resistencia equivalente	$\frac{^\circ C}{W}$
$error$	Error porcentual	$[\%]$
$g$	Fuerza de gravedad	$\frac{m}{s^2}$
$\Phi$	Viscosidad, función de disipación	$\frac{m^3}{s}$

\*  $[\ ]$  = Adimensional.

## 10 BIBLIOGRAFIA

- Campbellsci.* (s.f.). Recuperado el 21 de Junio de 2017, de <https://www.campbellsci.es/fw05>
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de calor y masa* (3ra Ed. ed.). Nevada, EEUU: McGRAW-HILL.
- ÇENGEL, YUNUS A.; CIMBALA, JOHN M. (2012). *Mecánica de Fluidos Segunda Edición*. Santa Fe, Mexico: Mc Graw Hill.
- CFD Online.* (s.f.). Recuperado el 15 de 09 de 2017, de [https://www.cfd-online.com/Wiki/Navier-Stokes\\_equations](https://www.cfd-online.com/Wiki/Navier-Stokes_equations)
- Chapman, S. J. (2005). *MAQUINAS ELECTRICAS* (4 ed.). Santa Fé, México: McGrawHill.
- Cooler Master.* (s.f.). Recuperado el 13 de Junio de 2017, de <http://www.cooler-master.com/cooling/cpu-air-cooler/hyper-212-evo/>
- Dongliang Zhao, X. Q. (2016). *electronicpackaging asme digital collection*. Recuperado el 25 de Mayo de 2017, de <http://electronicpackaging.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=2551796>
- Easypc.* (s.f.). Obtenido de <https://www.easypc.io/img/cpu-coolers/hyper-d92.png>
- Empresa Jimbo.* (s.f.). Recuperado el 12 de Junio de 2017, de [https://rec231007.jimdo.com/informacion\\_tecnica.php](https://rec231007.jimdo.com/informacion_tecnica.php)
- Fan Reference Guide.* (s.f.).
- HAKANSSON, CHRISTOFFER; LENNGREN, MALIN. (2010). *CFD Analysis of Aerodynamic Trailer Devices for Drag Reduction of Heavy Duty Trucks*. Göteborg, suecia: Chalmers University of Technology.
- Holman, J. P. (1988). *Transferencia de calor* (Ed. 8. Primera en Español ed.). Madrid, España: McGRAW-HILL.
- IJAREEIE. (JUNIO de 2015). *International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering*. Recuperado el 22 de OCTUBRE de 2017, de [https://www.ijareeie.com/upload/2015/june/21\\_Measure.pdf](https://www.ijareeie.com/upload/2015/june/21_Measure.pdf)

*lakeshore*. (s.f.). Recuperado el 21 de Junio de 2017, de  
<http://www.lakeshore.com/Pages/Home.aspx>

*Retenax Flex*. (s.f.). Recuperado el 28 de 10 de 2017, de  
<http://www.prysmianclub.es/files/92a2b5cb9c/y/2/retenaxflex.pdf>

Serway, R. A. (s.f.). *Electricidad y Magnetismo*.

Systemes, D. (2016). *Validations*. Obtenido de Directorio del software. C:\Program  
Files\SOLIDWORKS Corp\SOLIDWORKS Flow Simulation\lang\english\Docs

Systems, D. (2011). *Tutorial Flow Simulation*. Recuperado el 20 de 03 de 2017, de  
<https://mahdiy.files.wordpress.com/2011/12/solidworks-flow-simulation-2012-tutorial.pdf>

Tritt, T. M. (2003). *Thermal conductivity*. Carolina, EEUU: Kluwer Academic / Plenum  
Publishers.

## 11 ANEXO

### 11.1 PLANIMETRIA Y VIDEOS DE LA SIMULACION

La planimetría del equipo y los videos de la simulación en *Flow Simulation* están en un CD en la contratapa de este libro.

Los videos de los análisis corresponden a:

- Velocidad en un ventilador.
- Determinación de h para una lámina.
- Determinación de h para un tubo.
- Temperaturas en el plano de corte central del equipo.

### 11.2 HARWARE DEL COMPUTADOR

El computador a utilizar para trabajar con Dinámica de Fluido Computacional (CFD), requiere de altas prestaciones en hardware. El equipo que se utilizó es de gama media y sus características técnicas se describen a continuación:

- Placa madre ASUS P8P67-M
  - 1 x PCIe 2.0 x16 (azul)
  - 1 x PCIe 2.0 x16 (x4 mode, negro)
  - 1 x PCIe 2.0 x1
  - 1 x PCIe x1
- PROCESADOR: i7-2600 (segunda generación).
  - 4 Núcleos, 8 Subprocesos
  - Velocidad: 3,8Ghz turbo 3,4Ghz básica.
  - Caché: 8Mb Smartcache.
  - RAM: 3 x DIMM, Max. 24GB, DDR3 2200(O.C.)
- TARJETA DE VIDEO DEDICADA: RADEON SAPPHIRE AMD R7 260X 2Gb. GDDR5
- DISCO DURO: SOLID STATE DRIVE 500Gb. HYPERX SAVAGE.