



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Instrumentación y caracterización de disipadores térmicos

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

Autor: Iván Ángel Martínez Nicolás
Director: Juan Pedro Luna Abad

Cartagena, octubre del 2014



Universidad
Politécnica
de Cartagena



Índice

Capítulo 1. Introducción

- 1.1. Antecedentes
- 1.2. Objetivos
- 1.3. Estado del arte
- 1.4. Fases del proyecto

Capítulo 2. Fundamentos teóricos

- 2.1. Introducción
- 2.2. Mecanismos básicos de transmisión del calor y mecánica de fluidos en disipadores de calor.
 - 2.2.1. Conducción
 - 2.2.2. Convección natural y forzada
 - 2.2.3. Radiación térmica
 - 2.2.4. Tipos de flujo entre canales
- 2.3. Superficies adicionales, aletas y disipadores de calor

Capítulo 3. Células Peltier

- 3.1. Introducción
- 3.2. Funcionamiento de las células Peltier
- 3.3. Caracterización de las células Peltier. Curvas de características

Capítulo 4. Termometría infrarroja. Cámara Termográfica

- 4.1. Introducción
- 4.2. Técnica de medida de temperatura mediante radiación infrarroja
 - 4.2.1. Termometría con y sin contacto
 - 4.2.2. Sistemas de medida de radiación térmica
 - 4.2.3. Detectores de Radiación y sus características
- 4.3. Cámara Termográfica
 - 4.3.1. Expresión para la corrección de los factores externos
 - 4.3.2. Termografías

Capítulo 5. Instrumentación de los disipadores

- 5.1. Montaje de la instalación
- 5.2. Instrumentación de la instalación
 - 5.2.1. Termopares tipo T
 - 5.2.2. Células Peltier



Capítulo 6. Disipadores bajo convección libre

- 6.1. Disipador 1
 - 6.1.1 Resultados
 - 6.1.2 Conclusiones
- 6.2. Disipador 2
 - 6.2.1 Resultados
 - 6.2.2 Conclusiones

Capítulo 7. Disipadores bajo convección forzada

- 7.1. Disipador 1
 - 7.1.1 Resultados
 - 7.1.2 Conclusiones
- 7.2. Disipador 2
 - 7.2.1 Resultados
 - 7.2.2 Conclusiones

Capítulo 8. Cálculo del flujo de calor por convección libre y forzada

- 8.1 Introducción
- 8.2 Convección libre
- 8.3 Convección forzada

Capítulo 9. Bibliografía



Capítulo 1. Introducción

1.1 Antecedentes

El desarrollo de los componentes electrónicos depende en cierta medida de la capacidad de disipar el calor que se genera en su interior. Para disipar este calor se pueden colocar matrices o sistemas de aletas y espines con diferentes geometrías. Estos sistemas de aletas o matrices de aletas recibe el nombre de “disipadores de calor”, el nombre en la literatura científica de habla inglesa es “heat sinks”.

Este trabajo se dedica al estudio del comportamiento de estos disipadores de calor formados por aletas rectas de perfil rectangular o triangular de aluminio y fabricados mediante extrusión del metal en caliente. Al ser fabricados mediante esta técnica, la resistencia térmica entre aleta y la superficie a la que está unida no existe. Por el contrario si habrá que tener en cuenta la resistencia térmica entre la base del disipador y el componente electrónico a enfriar. La determinación de esta resistencia térmica es importante a la hora de seleccionar el disipador para un determinado elemento electrónico, sin embargo este aspecto no es objeto del presente trabajo.

Hay una gran variedad de disipadores de calor en cuanto a su geometría. Dependiendo de las prestaciones que se le exijan puede estar formado por un solo metal o una aleación de varios de ellos, aunque en general los más comunes son de aluminio, por su elevada conductividad, facilidad de fabricación y un coste relativamente bajo. En lo referente a su geometría, el disipador está formado por dos partes claramente diferenciadas, la base o pared, también llamada superficie primaria, esta superficie es la que toma contacto con el componente electrónico por una de sus caras. En la otra cara se sitúan las superficies por las que se va disipar el calor y que por lo general son perpendiculares a la base. La morfología de estas superficies es muy variada, los disipadores pueden estar formados por espines cilíndricos de sección circular o elíptica, también es muy común la disposición de pequeñas aletas rectas rectangulares individuales de forma que cada pequeña aleta disipa calor por las cuatro cara y por el extremo, la distribución es parecida a la que se consigue con los espines. La disposición de que se va a estudiar en este trabajo es en la que las aletas son rectas y forman canales.

La transferencia de calor tiene lugar en estos sistemas en las tres formas conocidas: conducción, convección y radiación.

- La conducción se produce a lo ancho y largo de la base (superficie primaria), y de las aletas, desde la base.
- En las aletas el calor se disipa por convección natural o forzada, dependiendo si hay o no un ventilador colocado en su parte superior.
- Por radiación térmica hacia el ambiente.

Para caracterizar el disipador se ha sustituido el elemento electrónico por una célula Peltier, por ser más fácil de manejar y de conocer la potencia que absorbe en función de los valores de intensidad y tensión que se aplican desde una fuente de alimentación.



El **Capítulo 2** presenta la teoría en la que se basa este proyecto; en él se explican los diferentes métodos de transmisión del calor y aclaraciones sobre las superficies adicionales.

En el **Capítulo 3** se describe el funcionamiento correspondiente a las células Peltier, funcionalidad y caracterización de las mismas.

En el **Capítulo 4** se trata el tema sobre la termometría infrarroja, ya que éste ha sido el segundo método utilizado para medir las temperaturas en las diferentes aletas. Los datos obtenidos en este capítulo se compararán con los datos obtenidos por los termopares y comprobaremos si hay o no diferencia.

En el **Capítulo 5** se definen cada uno de los elementos utilizados en la instalación, además de la explicación de cómo han sido montados.

En el **Capítulo 6** se describe el comportamiento de los disipadores de calor mediante convección libre. Se realizaron dos casos, el primero de ellos consiste en el disipador en posición horizontal con el flujo de calor entrante desde abajo, mientras que el segundo caso es con el disipador colocado en posición vertical con el flujo de calor entrante desde un lateral.

El **Capítulo 7** es el correspondiente al caso de convección forzada; nuestro disipador estará colocado en posición horizontal con un ventilador. En estos dos últimos capítulos vendrán diferentes gráficas en las que se muestra la evolución de la temperatura a lo largo del tiempo.

1.2 Objetivos

1. Desarrollo de una instalación que permita caracterizar los disipadores de calor.
2. Caracterización de células Peltier, elaboración de curvas de funcionamiento.
3. Caracterización de los disipadores mediante toma de temperaturas por contacto y mediante termometría infrarroja.
4. Elaboración de curvas, gráficas y correlaciones bajo diferentes condiciones de funcionamiento.

1.3 Estado del arte

Toda memoria debe contener un apartado en el que se recoja hasta la fecha los trabajos que sobre el tema han desarrollado otros autores, incluyendo una muy breve descripción y un comentario.

El primer trabajo formal y de referencia para cientos de trabajos posteriores es el de Harper y Brown (1922). En el mismo se da una primera definición de eficiencia, aunque bajo el nombre de “efectividad” y se analiza el comportamiento de las superficies extendidas más comunes, aletas rectas y de perfil trapezoidal. Desde este trabajo hasta la actualidad son innumerables la cantidad de estudios que se han dedicado a las aletas, a su diseño, caracterización y optimización, bajo las más diversas condiciones de contorno, convección, radiación, ambas formas de calor combinadas, procesos estacionarios y transitorios, modeladas bajo condiciones 1-D y 2-D, etc. Los referidos a optimización ya han sido citados anteriormente.



Gardner (1946) lleva a cabo un gran estudio en relación a la caracterización de aletas de diferente perfil, determinando la eficiencia. En este trabajo, junto con el de Murray (1938), quedan establecidas las hipótesis sobre las que se asienta la inmensa mayoría de artículos que versan sobre aletas. Existen algunos trabajos recopilatorios en los que se puede encontrar con todo detalle referenciados la mayoría de textos que se dedican al estudio de superficies extendidas en general: Kraus (1988), que recoge una revisión de estudios sobre aletas durante 65 años (1922-1987), Heggs (2000), que de forma breve y clara presenta los principales resultados e hipótesis en el estudio de aletas y Kraus et al. (2001), que en un amplísimo trabajo recogen casi en su totalidad todo lo relacionado con la transferencia de calor en superficies extendidas. También Razelos (2003), en un amplio, extenso y detallado trabajo en el que, como el propio título indica, se hace una crítica profunda de una serie de textos dedicados a la transferencia de calor en superficies extendidas. Parte de las hipótesis de Murray-Gardner y va desmenuzando cada uno de los textos que cita indicando todo tipo de contradicciones, inexactitudes y aplicaciones imposibles, siempre según criterio del autor.

En la mayoría de textos clásicos se aborda el análisis de las superficies extendidas bajo modelos 1-D, la justificación es su simplicidad y buenos resultados, como así lo afirma Razelos (2003c) en cuyo estudio justifica varias veces la utilidad de los modelos 1-D apoyándose en las hipótesis de Gardner y Murray y en el hecho indiscutible, a su juicio, de que las aletas prácticas, útiles desde un punto de vista ingenieril, son las que tienen un Bi_t mucho menor de la unidad, por tanto en las que los modelos 1-D son perfectamente aplicables. Sin embargo son muchos los autores que han dedicado su esfuerzo a estudiar las aletas bajo modelos 2-D en ocasiones teniendo en cuenta el efecto de la pared desnuda entre aletas.

Heggs y Stones (1980) analizan el conjunto aleta-pared para aletas rectas y anulares bajo modelos 1-D y 2-D estableciendo la comparación entre ambos. Inghman et al. (1982) resuelven el conjunto aleta-pared con aletas rectas y modelos 2-D usando diferentes técnicas de cálculo y comparando los resultados obtenidos por cada uno de ellos. Aparecido y Cotta (1990) desarrollan aproximaciones integrales con el fin de mejorar los resultados de las soluciones 1-D; de alguna forma tratan de tener en cuenta los gradientes de temperatura transversales, hipótesis no asumida entre las clásicas. El método es aplicado a aletas rectas y espines cilíndricos sin embargo para validar sus resultados llegan a valores de Bi_t igual a 1 y 10, muy lejos de las aplicaciones prácticas.

La transferencia de calor por radiación así como el efecto combinado de radiación y convección han sido también ampliamente tratados en las superficies extendidas. Los primeros trabajos sobre radiación en aletas rectas corresponden a los años 60; Bartas y Sellars (1960) desarrollan la eficiencia en aletas radiantes cuando la temperatura en el exterior es de 0 K mientras que Sparrow y Eckert (1962) estudian el efecto de la radiación mutua entre aletas a través de los factores de forma al igual que Kreith (1962). Sparrow y Jonson (1964) estudian aletas bajo radiación y con condiciones de contorno asimétricas en la temperatura usando modelos 1-D y apoyándose en los trabajos de Bartas y Sellers (1960).

Manzoor et al. (1982) formulan el problema combinado de convección y radiación para el conjunto aleta-pared bajo modelos 1-D y 2-D haciendo la comparación entre ambos. Krishnaprakas y Narayana (2003) estudian el problema de la transferencia de calor por radiación teniendo en cuenta la interacción mutua entre aletas.

Malik y Rafia (2008) tratan el problema del conjunto aleta-pared recta rectangular, bajo modelos 2-D, desde la perspectiva de un problema de transferencia de calor no lineal; comparan



resultados 1-D con 2-D y con una solución modificada consistente en desacoplar las ecuaciones en la base de la aleta. De cualquier forma usan valores de Bi_t muy por encima de 1, donde los efectos 2-D son muy palpables y los errores de los 1-D grandes; además, son aletas carentes de cualquier aplicación práctica.

La caracterización del conjunto aleta-pared comienza por resolver el problema de la temperatura en la base de la aleta. En este sentido los primeros trabajos están referenciados en los primeros años 70 y corresponden a Sparrow y Hennecke (1970); en este trabajo se cita el efecto de la pared produciendo una depresión en la temperatura de la base que se presupone será mayor si se analiza el caso de varias aletas en vez de una sola. Sparrow y Lee (1975) determinan el efecto de la depresión de la temperatura para matrices de aletas, siendo este trabajo continuación del anterior. Consideran que la temperatura en la base de la aleta y la que hay en el espacio entre aletas es diferente. Entre los factores que se estudian está el espacio entre aletas y el coeficiente de convección al otro lado de la pared, en la región caliente. Suryanarayana (1977) trata de determinar los errores producidos al considerar la temperatura de la base constante. Heggs y Stone (1980) intentan determinar los efectos de los diferentes parámetros geométricos y térmicos en el conjunto aleta-pared. Usan modelos 1-D y 2-D y estudian la importancia relativa de cada uno de ellos. Ingham et al. (1982) analizan el conjunto aleta-pared bajo tres técnicas diferentes, elementos finitos, diferencias finitas y métodos integrales. Se presentan las diferencias obtenidas en cada uno de los métodos.

Huang y Shah (1991) determinan, bajo modelos 1-D y 2-D, la eficiencia del conjunto aleta-pared para diversas condiciones de contorno y con coeficientes de calor variables; en uno de los apartados consideran la depresión de la temperatura en la base. El trabajo es amplio por la variedad de casos que tratan añadiendo al comienzo de cada uno de ellos bibliografía sobre los autores que han estudiado el problema. Sin embargo sólo tratan el tema del diseño aleta-pared usando la eficiencia, no contrastando los datos con otros parámetros de diseño que ya han aparecido con anterioridad a este trabajo.

Jucá y Trata (1991) trabajan en el problema de la depresión de la temperatura en la base de la aleta anexada a la pared mediante el uso de elementos finitos y métodos mejorados, 1-D. Entre las conclusiones destacan que para valores de Bi_t por debajo de 0.01 y donde el espesor de la pared sea mayor que el de la aleta, la depresión de la temperatura en la base de la aleta no es determinante y el empleo de modelos 1-D es adecuado. Wood et al. (1995) estudian el conjunto aleta-pared bajo modelos 1-D con extremo adiabático y convectivo en la aleta, destacando el error que se comete en el cálculo del flujo de calor al considerar una sola aleta en vez del conjunto aleta y pared. Wood et al. (1996), bajo modelos 1-D, repasan los principales coeficientes usados para el diseño y caracterización del conjunto aleta-pared. Wood et al. (2000) en un amplio trabajo resumen y amplían sus trabajos anteriores, Wood et al. (1995 y 1996).

Heggs y Ingham (2000) profundizan en el trabajo de Ingham et al (1982). Yeh (2001) trata la optimización de superficies con aletas rectas rectangulares usando modelos 1-D y 2-D. Kang et al. (2003) estudian la optimización del conjunto aleta-pared con perfil trapezoidal bajo modelos 2-D analizando la influencia de los parámetros térmicos y geométricos e incluso aplicando el concepto de efectividad al conjunto aleta-pared. Finalmente, Chung et al. (2006) estudian la optimización del conjunto aleta-pared para aletas anulares con disipación de calor en el extremo y usando modelos 1-D. Toman como condiciones de contorno en la aleta la transferencia de calor por convección y radiación simultáneas. Presentan resultados en forma de gráficas y tablas variando los parámetros geométricos y térmicos.



1.4. Fases del proyecto

Este proyecto se llevó a cabo mediante las siguientes fases:

1. Definición de objetivos y búsqueda de información.
2. Preparación y calibración de todos los instrumentos de medida.
3. Preparación de la “caja” donde se llevarán a cabo las mediciones.
4. Fase experimental.
 - Toma de datos mediante termometría de contacto.
 - Toma de datos mediante termografías.
5. Análisis de los datos experimentales.
6. Resultados y conclusiones.



Capítulo 2. Fundamentos teóricos

2.1. Introducción

En el presente capítulo se recordará la teoría básica sobre los diferentes mecanismos de transmisión del calor. Se describirán cada uno de ellos y se expondrán las principales ecuaciones que modelizan estos fenómenos.

2.2. Mecanismos básicos de transmisión del calor y mecánica de fluidos en disipadores de calor.

2.2.1. Conducción

El calor se define como una forma de energía en tránsito gracias a la aparición de un gradiente de temperaturas. Todos los procesos de conducción están sujetos en la Ley de Fourier.

La ecuación de Fourier o ecuación de conducción.

Para un medio homogéneo e isotrópico, es decir, de conductividad independiente de la posición y de la dirección espacial, la relación entre la densidad de flujo calorífico, $\vec{q}(\vec{r}, t)$, que cruza la unidad de superficie isoterma, y el gradiente térmico, ∇T , vector normal a la superficie o línea isoterma, viene dada por la ley de Fourier (introducida con anterioridad por Biot (1816)),

$$\vec{q}(\vec{r}, t) = -k\nabla[T(\vec{r}, t)]$$

donde \vec{r} es la posición, t el tiempo y k la conductividad térmica, magnitud escalar positiva. Se trata de una ley fenomenológica, es decir, no deducida de principios fundamentales sino derivada a partir de observaciones directas. Como es sabido, la conducción es uno de los tres modos de transmisión del calor en el que el intercambio energético tiene lugar en sólidos o en fluidos en reposo (ausencia de movimientos convectivos).

El balance energético local en un medio en reposo entre la energía almacenada (energía térmica interna), la energía en tránsito (calor) y la generada o consumida por el propio medio (fuentes o sumideros), permite ser formulado matemáticamente en términos de una ecuación en derivadas parciales denominada ecuación de conducción del calor. Para un medio homogéneo e isotrópico dicha ecuación tiene la forma

$$(\nabla q) + \vec{g}(\vec{r}, t) = \rho C_e \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)$$

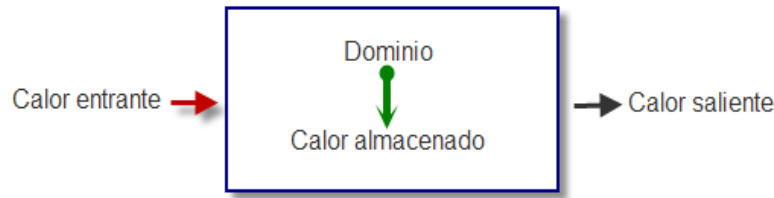


Figura 2.1 Volumen de control

En esta ecuación $\vec{g}(\vec{r}, t)$, es la densidad de potencia, potencia generada por unidad de volumen en un punto del medio, ρ es la densidad y c_e el calor específico por unidad de masa a presión constante. Sustituyendo la densidad de flujo de calor de la ecuación anterior, la ecuación de conducción puede expresarse en términos de una única variable dependiente, la temperatura, y dos independientes, la posición y el tiempo:

$$\nabla \cdot [k\nabla T(\vec{r}, t)] + \vec{g}(\vec{r}, t) = \rho c_e \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)$$

Si se trata de un medio lineal y homogéneo (conductividad y calor específico constantes independientes de la temperatura y posición), y en ausencia de generación interna y sumideros de calor la ecuación de conducción se reduce a

$$\nabla^2 T(\vec{r}, t) = \alpha^{-1} \left[\frac{\partial T(\vec{r}, t)}{\partial t} \right]$$

donde $\alpha = k/(\rho c_e)$ es la llamada difusividad térmica, asociada con la rapidez global de propagación del calor en el medio.

En coordenadas rectangulares la ecuación de conducción tiene la forma

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho c_e \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)$$

o bien

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$$

Estas ecuaciones se pueden simplificar para aplicaciones concretas. Nuestro proyecto se centrará más en los flujos de calor por convección libre y forzada, por lo que el calor cedido por conducción no tendrá demasiada cabida en los siguientes capítulos.

2.2.2. Convección natural y forzada

La convección se caracteriza a través del coeficiente de convección o coeficiente de película, de la misma manera que la conducción es caracterizada por la conductividad térmica.

$$\dot{q}_{cond} = -k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = \dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) \Rightarrow h = \frac{-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{(T_s - T_\infty)}$$

Según el tipo de convección y régimen de flujo es necesario el uso de varios números adimensionales que caracterizan la transferencia de calor, N° de Reynolds, Nusselt, Prandtl, Rayleigh, Grassef, etc.

La transmisión del calor por convección será tanto más alta cuanto mayor sea la velocidad del fluido. Si el fluido estuviese en estado de reposo, la transmisión de calor a través del mismo se realizaría mediante el mecanismo de conducción.

La **convección forzada** se produce cuando el fluido es impulsado mediante algún medio mecánico, bombas, ventiladores, etc.

La **convección libre** tiene lugar cuando el movimiento del fluido se produce por cambios en la densidad del fluido y la acción de la gravedad, no hay ningún medio mecánico que mueva el fluido.

La **convección mixta** tiene lugar cuando en el seno de un flujo forzado tiene lugar la aparición de fuerzas de flotabilidad.

Cuando un fluido que entra en contacto con un sólido, la capa de fluido que está en contacto con la superficie del sólido tiene velocidad cero, se aplica la condición de no-deslizamiento, esta condición implica que la transferencia de calor entre la superficie del sólido y la capa adyacente de fluido sea por conducción ya que ambas están en reposo. La superficie del sólido y la capa adyacente de fluido están a la misma temperatura.

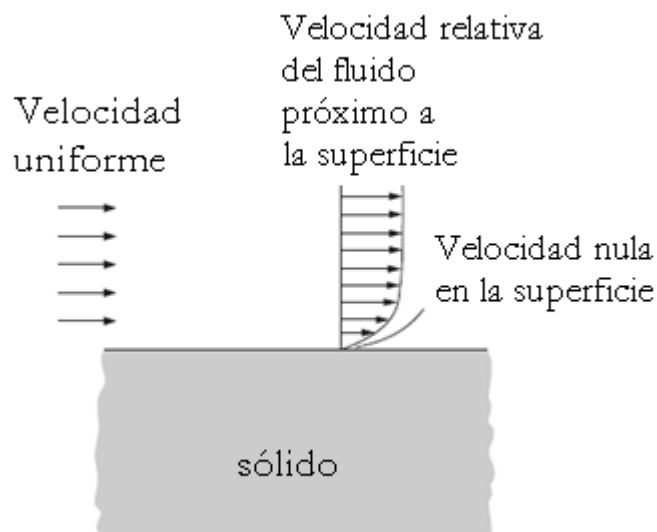


Figura 2.2 Condición de no-deslizamiento

El n° de Nusselt es un parámetro adimensional usado para la caracterización de la convección, se define como la relación entre el calor por convección y el calor por conducción dentro del propio fluido:

$$Nu = \frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k \Delta T / L_C} = \frac{h}{k} L_C$$

Según esta definición a mayor número de Nusselt mayor es el calor por convección.

Convección forzada

El flujo empieza siendo laminar y tras recorrer una determinada longitud se transforma en turbulento debido al desprendimiento de la capa límite. La distancia a la que se desprenderá depende básicamente de la viscosidad el fluido y de la rugosidad de la pared.

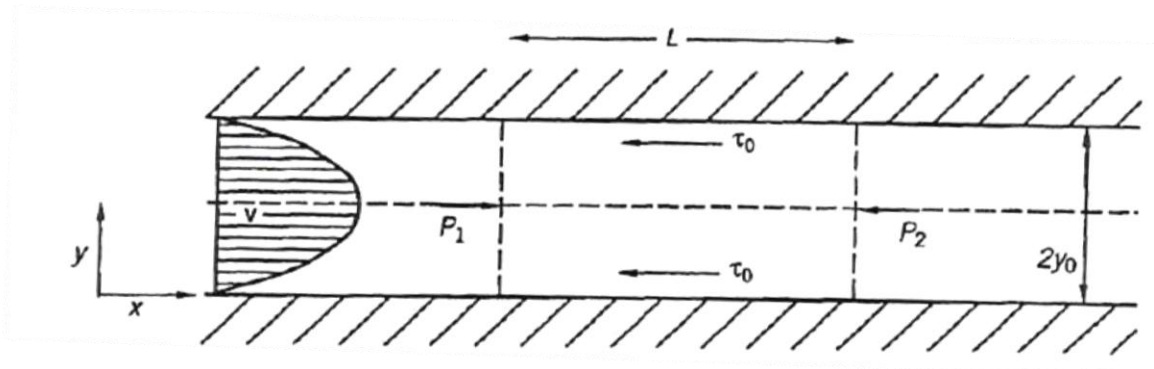


Figura 2.3 Campo de velocidades entre dos placas planas infinitamente largas

La principal magnitud que caracteriza un fluido es la viscosidad dinámica, μ , que está tabulada para la mayoría de fluidos. Cuando la viscosidad dinámica y el gradiente de velocidades son conocidos, el esfuerzo cortante se expresa como

$$\tau = -\mu \frac{dv}{dy}$$

Cuando v es la velocidad paralela a la superficie y la coordenada Y es normal a la superficie, la ecuación anterior es conocida como la ecuación de la viscosidad de Newton y los fluidos que responden ante ella son conocidos como fluidos Newtonianos.



Prandtl en 1904 propuso que en las interacciones fluido-sólido había dos regiones, la primera de ellas es una delgada capa adyacente al sólido donde los efectos viscosos son muy importantes, y es conocida como capa límite, y la segunda región es el núcleo del flujo.

El número de Reynolds, es un número adimensional que relaciona los efectos viscosos con los efectos de inercia. En particular, Re_x relaciona la velocidad del fluido con las propiedades del mismo.

$$Re_x \equiv \frac{\rho v_{\infty} x}{\mu}$$

donde x es la distancia axial. La transición del número de Reynolds varía aproximadamente entre 2×10^5 hasta 10^6 . Normalmente se coge el valor de 3×10^5 para equipamiento comercial y de laboratorio. En tuberías y canales este número adimensional caracteriza la transición de flujo laminar a turbulento.

Campo de velocidades entre dos láminas planas

La relación entre el campo de velocidades y el de presiones viene determinado por

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}$$

donde p es la presión. El perfil de velocidades es simétrico respecto a la línea central, y es máxima en esta línea y nula en la pared. Este tipo de flujo se le denomina de Poiseuille y puede ser obtenido integrando la ecuación anterior con las siguientes condiciones de contorno:

$$v(y = y_0) = 0$$

$$\left. \frac{\partial v}{\partial y} \right|_{y=0} = 0$$

El campo de velocidades será por tanto

$$v = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y_0^2 - y^2)$$

La velocidad media es

$$V \equiv \frac{1}{y_0} \int_0^{y_0} v dy$$



La caída de presión en el interior del canal por unidad de longitud se puede estimar con

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{3\mu V}{y_0^2}$$

El factor de fricción es

$$f \equiv \frac{\Delta p/L}{4 \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) (1/d_e)}$$

donde d_e es el diámetro hidráulico, que para dos láminas paralelas es

$$d_e \equiv \frac{4A}{P} = 4y_0$$

Si sustituimos este valor y la definición de caída de presión en la ecuación del factor de fricción obtenemos

$$f = \frac{24\mu}{\rho V d_e} = \frac{24}{Re}$$

Campo de temperaturas

En un canal, el perfil de temperaturas es invariante en la dirección axial. (Rohsenow y Choi):

$$\frac{T_w - T}{T_w - T_m} = f(y)$$

y

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{T_w - T}{T_w - T_m} \right) = 0$$

Donde T_m es la temperatura media y está definida por:

$$T_m = \frac{\int_0^{y_0} vT dy}{\int_0^{y_0} v dy}$$



T_w es la temperatura de la pared y la coordenada Y es la distancia desde la pared.

Aunque el perfil de temperaturas sea invariante axialmente, las diferentes temperaturas individuales (por ejemplo, las temperaturas de la pared, del fluido localmente...) quizá varíen en la dirección X ; desarrollando la expresión anterior llegamos a:

$$\left(\frac{\partial T_w}{\partial x} - \frac{\partial T}{\partial x}\right) - \left(\frac{T_w - T}{T_w - T_m}\right) \left(\frac{\partial T_w}{\partial x} - \frac{\partial T}{\partial x}\right) = 0$$

Para flujos laminares totalmente desarrollados a velocidades bajas, el balance de energía en un elemento diferencial del campo fluido es:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{v}{x} \frac{\partial T}{\partial x}$$

Convección natural

Si un fluido está en presencia de un sólido a temperatura distinta y no hay convección forzada, las fuerzas gravitatorias combinadas con los gradientes de densidad que las diferencias de temperatura producen en el seno del fluido, pueden dar lugar a movimientos del fluido y a un transporte de calor muy superior al que significa la pura conducción. Este efecto se denomina convección libre si el cuerpo sólido frío o caliente está inmerso en un medio fluido infinito. Si el fluido el que está confinado, como en una chimenea, se suele denominar convección natural.

Suponemos que la capa calentada es una capa límite delgada en torno al cuerpo y planteando las ecuaciones de la capa límite correspondiente, con la hipótesis de baja velocidad que permite despreciar los efectos de compresibilidad y disipación viscosa se tiene

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} &= 0 \\ \rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho f_{mx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ \rho c_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] &= \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned}$$

con las condiciones de contorno de

$$y=0: u=v=0; T=T_p(x)$$

$$y \rightarrow \infty: u=v=0; T=T_e; \rho = \rho_e$$



Instrumentación y caracterización de disipadores térmicos

En el fluido exterior, donde no hay movimiento y la temperatura es T_e , la distribución de presiones viene dada por la relación de la fluidoestática. Así

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho_e f_{mx}$$

Esta expresión se puede sustituir en la ecuación del movimiento resultando

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\rho - \rho_e}{\rho} f_{mx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

El término de flotación viene dado, por tanto por la diferencia de la densidad del fluido calentado con la densidad exterior. Haciendo uso del coeficiente de dilatación definido por

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \Big|_{p=cte}$$

que en gases es $\beta=1/T_e$.

Si la viscosidad y conductividad son constantes, el sistema de ecuaciones se puede reducir a

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \beta f_{mx} (T - T_e) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\nu}{Pr} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

con condiciones de contorno

$$y=0: u=v=0; T=T_p(x)$$

$$y \rightarrow \infty: u=v=0; T=T_e;$$

La importancia de la convección libre o natural en un determinado caso se mide mediante los siguientes parámetros adimensionales:

Número de Grashof

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T L^3}{\nu^2}$$



Su significado es, cuando la única longitud característica considerada es L, el siguiente

$$Gr = \frac{t. \text{flotación}}{t. \text{viscoso}} \frac{t. \text{convectivo}}{t. \text{viscoso}}$$

Número de Rayleigh

$$Ra = GrPr = \frac{\rho\beta gc\Delta TL^3}{vk}$$

su significado es

$$Gr = \frac{t. \text{flotación}}{t. \text{viscoso}} \frac{t. \text{convección térmica}}{t. \text{conducción}}$$

2.2.3. Radiación térmica

La transmisión del calor en forma de radiación se caracteriza porque la energía se transporta en forma de ondas electromagnéticas, que se propagan en el vacío a la velocidad de la luz. Un ejemplo de dicho transporte se aprecia en la energía que el Sol transmite a la Tierra.

La teoría ondulatoria, desarrollada por Christiaan Huygens, establece que la luz es una onda electromagnética que oscila con una frecuencia ν y una longitud de onda λ . Así el producto de la frecuencia por la longitud de onda es la velocidad de la luz c , es decir:

$$c = \lambda \cdot \nu$$

Por otro lado la teoría corpuscular, desarrollada por Isaac Newton, admite que la energía se transporta en forma de fotones. Estos corpúsculos se propagan con la velocidad de la luz a un nivel energético tal que,

$$E = h_{\text{planck}} \cdot \nu$$

donde “h” es la constante de Planck.

Los fotones de mayor frecuencia poseen mayor energía. Cuando un cuerpo se calienta, los electrones libres elevan su estado de energía y son capaces de promocionar a los niveles de mayor energía, también conocidos como niveles excitados; cuando estos electrones vuelven a su estado fundamental emiten un fotón cuya energía es igual a la diferencia de energías entre el estado excitado y fundamental.

En cualquier superficie existen numerosos electrones que experimentan diferentes cambios en sus niveles energéticos, por lo que, existen diferentes espectros de frecuencias que corresponden a cada nivel energético. A este conjunto de espectros se denomina: espectro electromagnético.

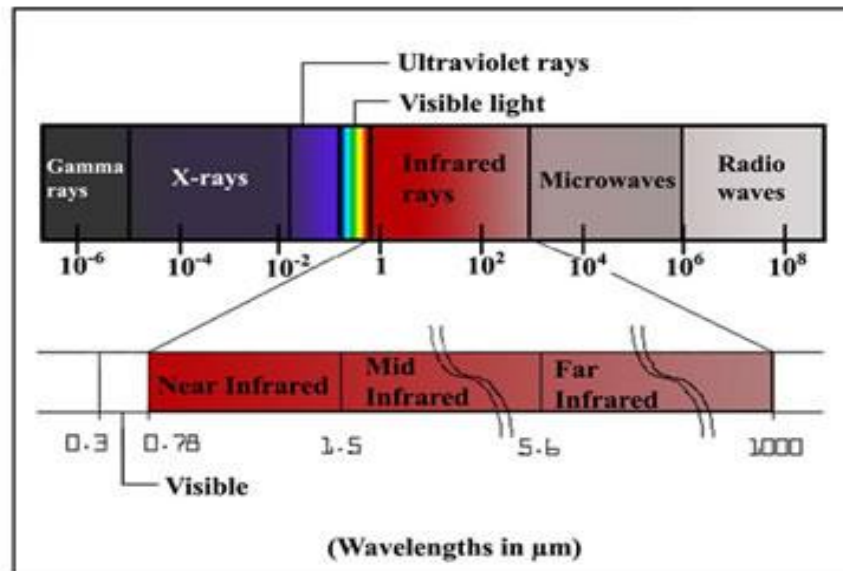


Figura 2.4: Espectro Electromagnético

La energía que se emite es función de la temperatura del cuerpo; la energía con la que abandona la superficie se denomina “Radiación Térmica”. Como observamos en la figura anterior, en el extremo del espectro están los rayos gamma y rayos X, y en el otro extremo encontramos las ondas de radio.

La termografía se basa en la banda espectral del infrarrojo, que se subdivide, en tres bandas menores. La banda infrarroja cercana (0,78 - 1,5 µm), la infrarroja media (3 - 5,6 µm) y la infrarroja lejana (5,6 - 1000µm).

Cuerpo Negro

Un cuerpo que absorbe o emite la máxima radiación incidente con cualquier longitud de onda se denomina cuerpo negro. Esta teoría se explica mediante la Ley de Kirchhoff (llamada así en honor a Gustav Robert Kirchhoff, 1824 - 1887).

Este estado se considera un modelo ideal al que se pueden aproximar algunos cuerpos reales recubriendo su superficie con pinturas o modificando su forma.

Existen tres expresiones que describen la radiación emitida por un cuerpo negro.

Ley de Planck: los fotones emitidos desde la superficie de un cuerpo negro a temperatura T, poseen una distribución de energía que depende de la temperatura superficial; Max Planck describió la distribución espectral de la radiación de un cuerpo negro mediante la fórmula:

$$E_{b\lambda}(T) = \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)}$$

siendo, $C_1 = 3,7418 \times 10^{-16} \text{ W}\cdot\text{m}^2\text{y}$ $C_2 = 1,4388 \times 10^{-2} \text{ mK}$.

Donde la $E_{b\lambda}$ es la emitancia espectral o monocromática del cuerpo negro a temperatura T , en W/m^3 . Al sustituir diversas temperaturas, la fórmula de Planck produce una familia de curvas. La energía radiante emitida por una superficie negra aumenta con la temperatura; la emitancia pasa por un valor máximo para una longitud de onda determinada que depende de la temperatura a la que se encuentre; la longitud de onda disminuye cuando la temperatura de la superficie aumenta.

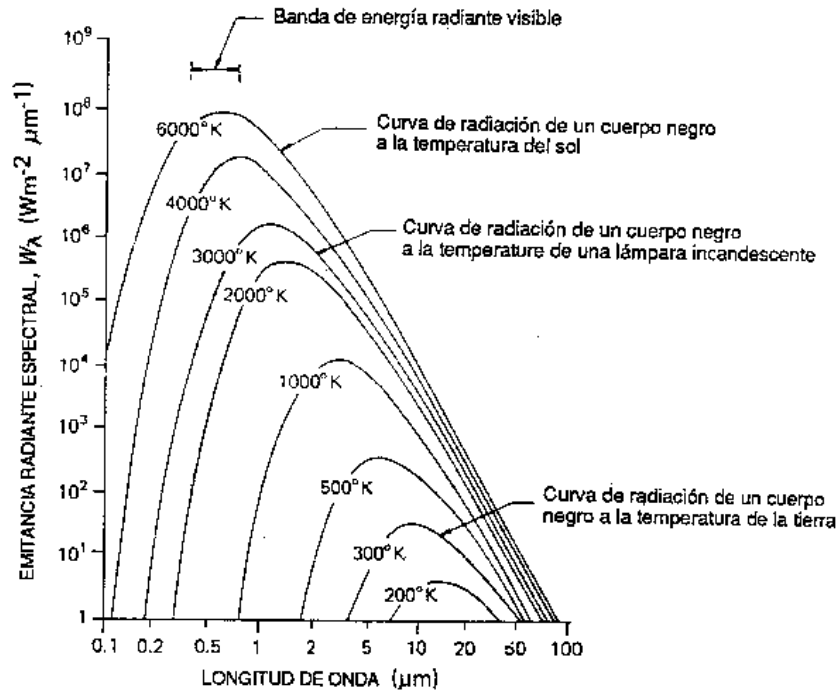


Figura 2.5: Emitancia radiante espectral de un cuerpo negro

Ley del desplazamiento de Wien: la longitud de onda a la cual la emitancia radiante espectral del cuerpo negro alcanza un valor máximo para una temperatura dada, se deduce diferenciando la Ley de Planck e imponiendo la condición de máximo. El resultado de esta operación es:

$$\lambda_{m\acute{o}x} = \frac{2898}{T} (\mu m)$$

Esta ecuación expresa la ley del desplazamiento de Wien (en honor a Wilhelm Wien, 1864 – 1928), que expresa la observación normal de que los colores varían del rojo al naranja o amarillo a medida que aumenta la temperatura de un radiante térmico.

A modo de ejemplo; el sol (a 6000 K) emite una luz amarilla, y su pico se sitúa aproximadamente a 0,5 μm , en el centro del espectro de la luz visible. A temperatura ambiente (supongamos 298 K), el pico de emitancia se sitúa aproximadamente en 10 μm , en el infrarrojo lejano.

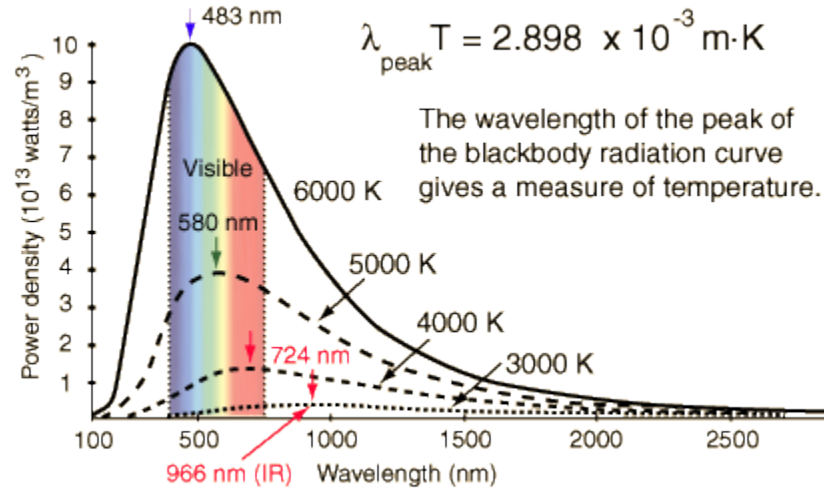


Figura 2.6: Radiación visible, Ley de desplazamiento de Wien

Ley de Stefan-Boltzman: determina la cantidad total de energía radiativa que por unidad de área emite una superficie a una temperatura absoluta T y a todas las longitudes de onda, es decir, calcula la emitancia radiante total, E_b , de un cuerpo negro. Esto es, al integrar la fórmula de Planck desde $\lambda = 0$ a $\lambda = \infty$.

$$E_b = \sigma \cdot T^4 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

donde σ es la constante de Boltzman con valor: $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/ m}^2 \text{ K}^4$.

El valor de σ es muy pequeño, por lo que los efectos de la radiación a bajas temperaturas suelen ser despreciables. Sin embargo, a altas temperaturas cobra una enorme importancia, ya que la potencia emisiva crece con la cuarta potencia de la temperatura absoluta.

Transmisión de calor por Radiación.

Por ahora, hemos hablado de los cuerpos negros y su radiación. Sin embargo, los objetos reales casi nunca cumplen estas leyes en ciertas zonas de longitud de onda.

Existen tres factores que evitan que un objeto real se comporte como un cuerpo negro: una fracción de la radiación incidente puede absorberse (α), otra fracción puede reflejarse (ρ) y una última fracción que se transmitirse (τ). Estos factores dependen de la longitud de onda, por tanto, llamaremos:

- Absorbancia espectral (α_λ): a la fracción de energía radiante espectral absorbida por un objeto con respecto a la que incide sobre él.
- Reflexión espectral (ρ_λ): a la fracción de la energía radiante espectral reflejada por la superficie con respecto a la que incide sobre él.
- Transmitancia espectral (τ_λ): fracción de la energía radiante espectral transmitida a través del objeto con respecto a la que incide sobre él.



La suma de estos tres factores debe coincidir siempre con el total, de forma que la suma de las tres fracciones sea igual a 1.

$$\alpha_{\lambda} + \rho_{\lambda} + \tau_{\lambda} = 1$$

Existe un cuarto factor, que es necesario para describir la fracción de energía radiante que emite un cuerpo negro debida a una diferencia de temperatura con su entorno. Por lo que se define:

- Emisividad espectral (ϵ_{λ}): como la fracción de energía radiante espectral de un objeto con respecto a la de un cuerpo negro a la misma temperatura y longitud de onda.

Este concepto de la emitancia espectral de un objeto frente a la de un cuerpo negro se puede expresar como:

$$\epsilon_{\lambda} = \frac{W_{\lambda o}}{W_{\lambda b}}$$

Dependiendo del valor de esta relación, encontramos tres tipos de fuentes de radiación:

- Cuerpo negro, en el que $\epsilon_{\lambda} = 1$.
- Cuerpo gris, donde $\epsilon_{\lambda} < 1$.
- Un radiador selectivo, en el que ϵ_{λ} varía con la longitud de onda.

Aplicando la ley de Kirchhoff, para cualquier material la emisividad espectral y la absorbancia espectral de un cuerpo son iguales a cualquier temperatura y longitud de onda especificadas.

$$\epsilon_{\lambda} = \alpha_{\lambda}$$

De lo anterior se obtiene que, para un cuerpo opaco, $\tau_{\lambda} = 0$, por lo que $\alpha_{\lambda} + \rho_{\lambda} = 1$. Para materiales muy pulidos, $\epsilon_{\lambda} = \alpha_{\lambda} \approx 0$, de forma que para un material totalmente reflectante (como un espejo perfecto), $\rho_{\lambda} = 1$. Así para un cuerpo gris, la fórmula de Stefan- Boltzmann es: $W = \epsilon \times \sigma \times T^4$ (Watt/m²).

Si ahora suponemos que un cuerpo negro irradia energía a otro cuerpo que lo rodea completamente, la energía radiante total viene dada por:

$$Q_{rad} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) = W_{b1} - W_{b2}$$

siendo T_1 la temperatura del cuerpo negro emisor y T_2 la del cuerpo que lo rodea.

Existe otro factor que influye en la cantidad de energía irradiada, este se conoce como factor de forma, que modifica la anterior ecuación de los cuerpos radiadores perfectos.

$$Q_{rad} = \sigma \cdot F_{12} \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

siendo F_{12} el factor de forma, el cual tiene en cuenta las diferentes geometrías de los cuerpos.

Si es un cuerpo gris el que irradia energía, las dos expresiones anteriores quedarían modificadas por el factor de emisividad, ϵ_{λ} , quedando la expresión:



$$Q_{rad} = \sigma \cdot F_{12} \cdot \varepsilon_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

2.2.4. Tipos de flujo entre canales

Los dos tipos de flujo que pueden presentarse en un canal, son el laminar y el turbulento:

Flujo laminar: Es el movimiento de un fluido cuando éste es ordenado, estratificado y suave. En un flujo laminar el fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse y cada partícula del fluido sigue una trayectoria suave, llamada línea de corriente. Este tipo de flujos es típico de fluidos a velocidades bajas o viscosidades altas. El principal parámetro que caracteriza este movimiento es el número de Reynolds. Para valores altos el flujo será turbulento.

Flujo turbulento: Este tipo de flujo es aquel en el que las moléculas se mueven desordenadamente y sus trayectorias realizan pequeños remolinos aperiódicos, como por ejemplo el agua en un canal de gran pendiente. Debido a esto, la trayectoria de una partícula se puede predecir hasta una cierta escala, a partir de la cual, la trayectoria será impredecible.

2.3. Superficies adicionales, aletas y disipadores de calor

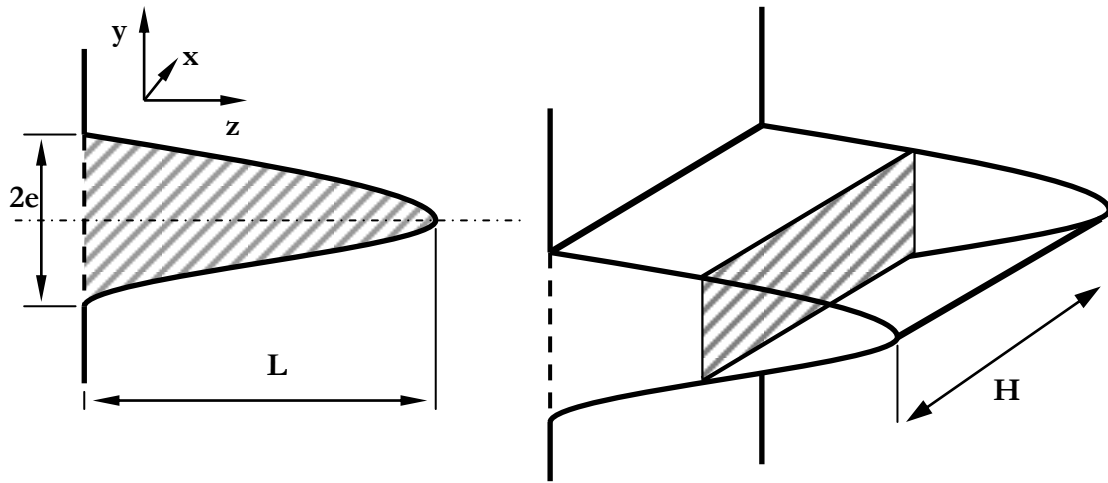
Las aletas son elementos adicionales que se adosan a la superficie de un cuerpo cuando se desea eliminar calor de éste. Pueden ser del mismo o distinto material que la pared a la que están adosadas. Las aletas forman parte esencial de dispositivos tan variados como intercambiadores de calor, compresores, motores térmicos o eléctricos refrigerados por aire, disipadores de calor en dispositivos eléctricos y electrónicos, etc. La adición de la aleta trae como consecuencia un aumento del área por la que se intercambia calor entre el cuerpo y el medio. Sin embargo, dado que el flujo de calor ha de atravesar mayor cantidad de material (el material de la propia aleta) se produce un aumento de la resistencia térmica. Así, aunque en muchas aplicaciones las aletas se emplean para disipar calor, es decir, para aumentar la transmisión de calor hacia el entorno más frío, también pueden realizar la función inversa, es decir, aumentar la ganancia térmica de un objeto.

En general, la gran longitud relativa y pequeño espesor de la aleta proporcionan una gran superficie de contacto con el fluido que la baña, superficie a través de la cual se disipa el calor que entra en la aleta por su base. El mecanismo más frecuente de intercambio térmico a lo largo de toda esta superficie exterior es la convección, en las distintas formas que ésta adopta. En este caso se habla de aletas convectivas.

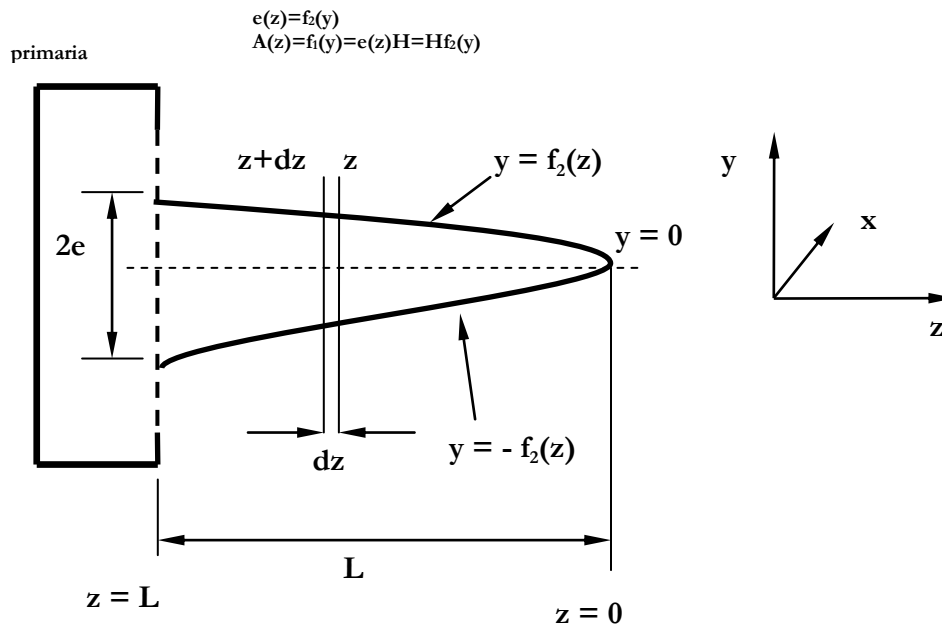
En otros casos, cuando el salto térmico es importante o no existe fluido exterior, la radiación puede ser el mecanismo de disipación. También puede ser importante el flujo disipado por la pared desnuda por lo que es necesario considerar ésta en muchas aplicaciones.

La terminología y nomenclatura usada en aletas y espines de sección constante usados en este trabajo se muestran en la Figura 2.7. Las aletas longitudinales o rectas se caracterizan porque la base de la aleta es plana y se extiende a lo largo de la superficie primaria, también plana o casi-plana. Se denomina base de la aleta a la superficie en contacto con la pared sobre la que descansa la aleta o superficie primaria; el extremo o punta de la aleta es la superficie más alejada de la base; los flancos o superficies superior o inferior son las principales superficies de disipación de calor y los bordes son las superficies que cierran

el volumen de la aleta cuyo efecto sobre la transmisión de calor es despreciable en ciertos tipos de aletas longitudinales.



a) Perfil de aleta general. Descripción de los ejes coordenados b) sección transversal de una aleta



c) nomenclatura de la aleta. Se indica que el origen de coordenadas está en la base y no en el extremo.

Figura 2.7 Nomenclatura para aletas simples y espines, sistemas de ejes coordenados.

Las dimensiones principales de las aletas rectas rectangulares son la longitud o altura, L , el espesor, $2e$, y la anchura, H . Se denomina sección transversal a la sección en el plano yx , plano perpendicular al flujo térmico, mientras que la sección longitudinal es la del plano yz que define el perfil de la aleta. El plano xz es, en este caso, un plano de simetría en aletas rectas y contiene al eje de la aleta de dirección axial, eje z , dirección principal en la que fluye el calor.

Por último, la terminología asociada al conjunto aleta-pared para aleta recta rectangular se muestra en la Figura 2.8.

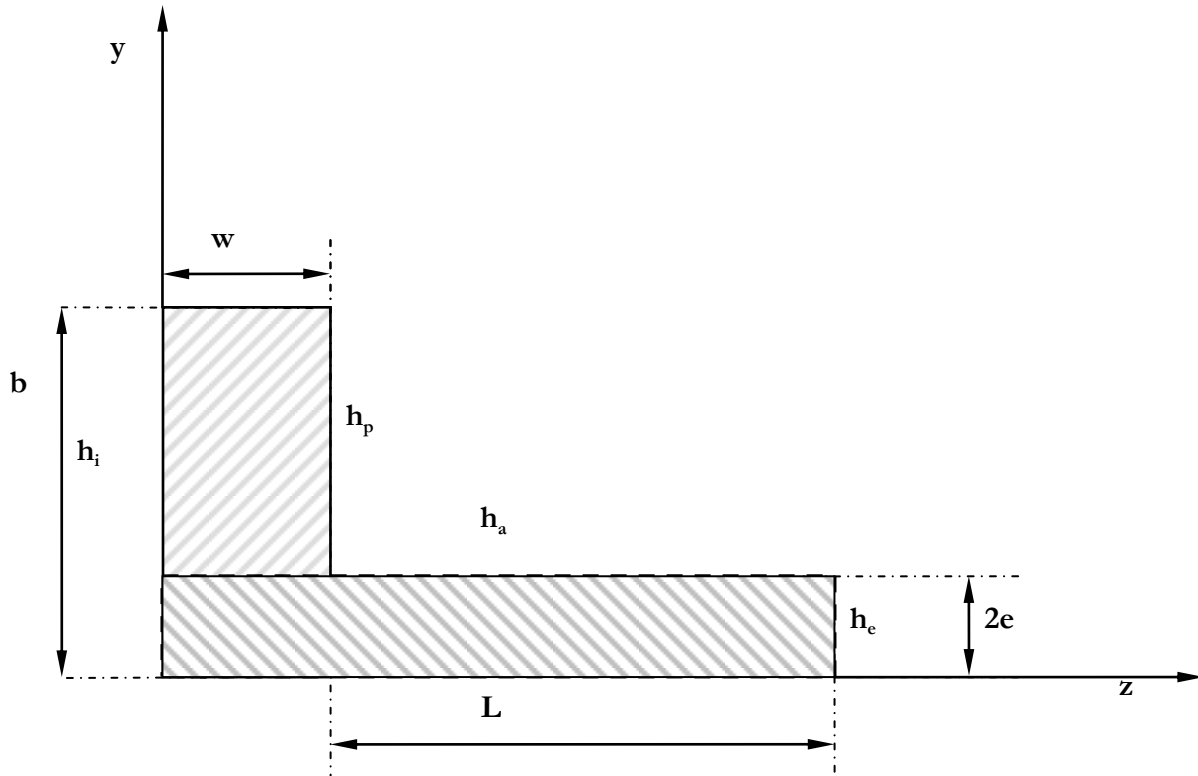


Figura 2.8 Conjunto aleta-pared. Parámetros geométricos y térmicos

En lo correspondiente a nuestro caso se va a considerar que los canales son rectos rectangulares formados por seis caras, dos de estas caras son las formadas por dos aletas enfrentadas, otra cara es porción de la base que queda comprendida entre estas dos aletas y las tres caras restantes son el ambiente.

A la hora de caracterizar este tipo de sistemas el estudio se centra en lo que ocurre en uno de estos canales, se toma la hipótesis de que lo que ocurra en uno de ellos ocurrirá en los demás. Para el presente trabajo se ha analizado lo que ocurre cuando el disipador trabaja en convección natural y forzada.



Capítulo 3. Células Peltier

3.1. Introducción

En el presente capítulo se tratarán las células Peltier, con el fin de comprender mejor el proceso que generará la transferencia de calor entre dichas células y los diferentes disipadores a caracterizar.

3.1.1. Introducción a la termoelectricidad.

La termoelectricidad se considera como la rama de la termodinámica superpuesta a la electricidad donde se estudian los fenómenos en los que intervienen el calor y la electricidad. Si se unen por ambos extremos dos alambres de distinto material y una de las uniones se mantiene a una temperatura superior a la otra, surge una diferencia de tensión que hace fluir una corriente eléctrica entre las uniones caliente y fría. Esto se conoce como efecto Seebeck. Cuando se hace pasar una corriente por un circuito de materiales diferentes cuyas uniones están a la misma temperatura se produce el efecto inverso, es decir, se absorbe calor en una unión y se desprende en la otra. Este fenómeno se conoce con el nombre de Efecto Peltier.

Aunque se considera como descubridor del efecto termoeléctrico a Seebeck, al revisar los estudios de A. Volta se ha constatado que en sus trabajos sobre electricidad midió diferencias de potencial debidas a la termoelectricidad al usar contactos entre diversos metales, sin embargo no prestó demasiada atención a dicho efecto.

La primera teoría que engloba los efectos Seebeck y Peltier fue dada por William Thomson (también conocido como Barón de Kelvin o simplemente Kelvin). Además de sus grandes contribuciones a la termodinámica (entre las que cabe destacar la escala absoluta de temperatura que sigue llevando su nombre o sus colaboraciones con Joule sobre la interrelación del calor y la energía mecánica), en termoelectricidad dedujo las llamadas Relaciones de Kelvin, que permiten interpretar conjuntamente los coeficientes Seebeck, Peltier y Thomson.

El enfriamiento/calentamiento termoeléctrico empezó a ser factible a partir de los estudios de Telkes en los años 30 y de Jofee en los 50 que dieron lugar a la llamada figura de mérito. Los nuevos materiales semiconductores irrumpían en escena, en gran parte debido al desarrollo y la demanda de la industria electrónica, produciendo rendimientos más elevados. Telkes utilizó pares o soldaduras Pb-S y Zn-Sb, y Jofee descubrió el uso de Pb-Te y Pb-Se. Se lograron así construir los primeros dispositivos basados en el efecto Peltier capaces de enfriar desde temperatura ambiente a bajo cero.

Desde entonces hasta la actualidad, la termoelectricidad ha experimentado un desarrollo lento pero constante. Las placas Peltier se comercializan con bastante buen precio desde hace más de una década. Es el cliente quien busca aplicaciones al producto, debido a la relativa sencillez de uso. Cualquier demanda de refrigeración más o menos puntual a pequeña escala puede ser resuelta fácilmente, y con una baja demanda de energía, con este tipo de sistemas.

3.2. Funcionamiento de las células Peltier

3.2.1 Efecto Peltier

Las células termoeléctricas refrigerantes, también conocidas por las siglas en inglés TEC, ThermoElectricCooler (calefactoras si se invierte la polaridad), llamadas sencillamente placas Peltier, son las más utilizadas debido a que su coste en el mercado cada vez es menor, y sus aplicaciones se van incrementando día a día. Los semiconductores más utilizados para su fabricación son el telurio de bismuto y los seleniuros de antimonio.

El efecto Peltier debe su nombre al físico francés Jean Charles Peltier. En el transcurso de sus investigaciones observó que si se conectan dos metales diferentes en lazo y se hace circular por ellos una corriente eléctrica en sus uniones se genera o absorbe calor (dependiendo del sentido de esa corriente). Este efecto queda representado en la siguiente figura:

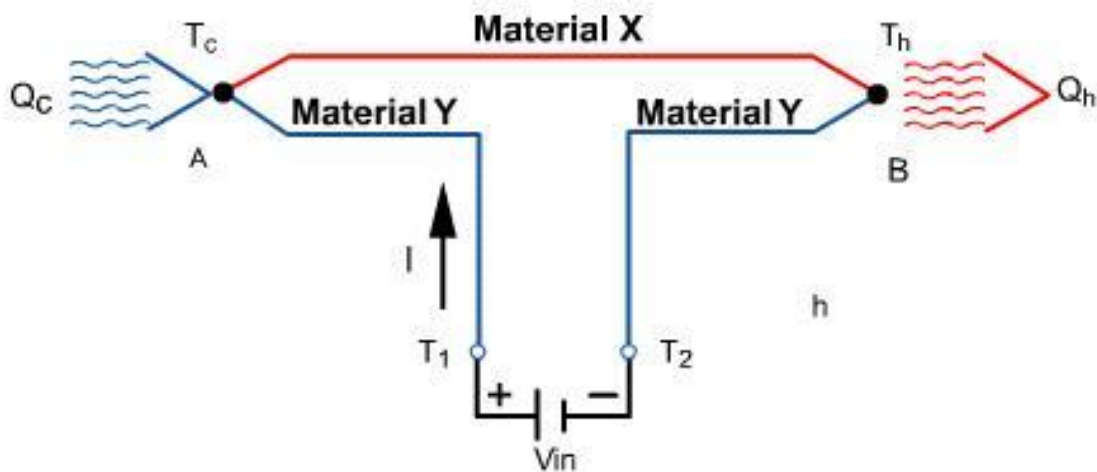


Figura 3.1 Efecto Peltier

Según la figura 3.1, al aplicar una determinada tensión de entrada V_{in} , se consigue que en la unión de los materiales correspondiente al nudo A se absorba un calor Q_c , por lo que corresponde al lado frío, y cuya temperatura será T_c . Por el contrario en el nudo B, será el lado caliente, donde se desprenderá un calor Q_h y cuya temperatura se designará como T_h .

Como sabemos la potencia eléctrica se define como $P = V_{in} \cdot I$. Por tanto, la potencia que se emite o se absorbe en las correspondientes uniones (calor/unidad de tiempo) se puede expresar de la siguiente manera:

$$Q_f = \pi_{12} \cdot I = (\pi_1 - \pi_2) \cdot I \quad (\text{Julios})$$



Donde:

π_{12} : coeficiente Peltier de la pareja termoeléctrica que forman los materiales 1 y 2 (V)

π_1 : coeficiente Peltier del material 1 (V)

π_2 : coeficiente Peltier del material 2 (V)

I: Intensidad que circula a través del circuito (A)

El coeficiente Peltier de una unión se expresará como:

$$\pi_{12} = \frac{Q}{I} \quad (\text{Julios/A})$$

En la figura 3.1, la dirección en que se transfiere calor viene marcada por la polaridad de la corriente aplicada. Si se invierte la polaridad cambia la dirección en que se transfiere el calor, de forma que la unión que lo absorbía ahora lo desprenderá y la que desprendía calor ahora lo absorberá.

El rendimiento de estos pequeños equipos, siempre muy bajo y de gran sensibilidad, depende en gran medida de 2 factores:

- **Intensidad:** Conforme vamos aumentando la intensidad, mayor capacidad refrigerante/calefactante obtenemos, pero el calentamiento del conjunto debido al efecto Joule también aumenta. Se llega a un punto donde un incremento de la intensidad no producirá enfriamiento, viéndose anulado e incluso superado por el efecto Joule, desperdiciando de este modo energía eléctrica y disminuyendo el rendimiento.
- **Montaje:** Cuanto más baja logremos mantener la temperatura del lado caliente, menores temperaturas obtendremos en el lado frío debido a que el salto térmico permanece aproximadamente constante.

3.2.2 Efecto Joule

Es importante mencionar y explicar un poco el Efecto Joule, ya que como se mencionó anteriormente, un incremento de la intensidad provoca un aumento del calentamiento del conjunto, por dicho efecto, cuya consecuencia más inmediata es una disminución del rendimiento.

Este efecto, llamado así en honor a su descubridor (el británico James Prescott Joule) puede ser definido como: “La cantidad de energía calorífica producida por una corriente eléctrica depende directamente del cuadrado de la intensidad de la corriente, del tiempo que ésta circula por el conductor y de la resistencia que opone el mismo al paso de la corriente”.

$$P = V_{in} \cdot I \quad (\text{W})$$



$$Q = I \cdot V_{in} \cdot t \quad (\text{Julios})$$

$$Q = P \cdot t \quad (\text{Julios})$$

Si a esta expresión añadimos la Ley de Ohm tendremos:

$$I = \frac{V_{in}}{R} \quad (\text{V}/\Omega)$$

Por lo que el calor generado se expresará como:

$$Q_{joule} = I^2 \cdot R \cdot t \quad (\text{Julios})$$

Donde:

Q : Energía calorífica producida por la corriente (Julios)

I : Intensidad de la corriente que circula (A)

V_{in} : Diferencia de potencial entre los extremos (V)

R : Resistencia eléctrica del conductor (Ω)

t : Tiempo (s)

En efecto, al circular una corriente por un conductor, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor de forma irreversible debido al choque que sufren los electrones con las moléculas del conductor por el que circulan elevando su temperatura.

Los sólidos tienen generalmente estructura cristalina, ocupando los átomos los vértices de las celdas unitarias y a veces también el centro de la celda o de sus caras. Cuando el cristal es sometido a una diferencia de potencial, los electrones son impulsados por el campo eléctrico a través del sólido debiendo, en su recorrido, atravesar la intrincada red de átomos que lo forma. En su camino, los electrones chocan con estos átomos perdiendo parte de su energía cinética que es cedida en forma de calor.

3.3. Caracterización de las células Peltier. Curvas de características

Antes de adentrarse en la estructura de este dispositivo y de presentar algunas de sus curvas características, es conveniente definir algunos conceptos brevemente, como; qué es un semiconductor, qué tipos de semiconductores existen y cómo funcionan dichos materiales.

Semiconductor: es aquel elemento que funciona como conductor o como aislante dependiendo de factores, como por ejemplo la temperatura, la presión, la radiación, el campo eléctrico o magnético al que es sometido.

Algunos de estos elementos son: Cd, Al, Ga, B, In, Si, C, Ge, P, As, Se... de entre los cuales los más empleados son: primero el silicio, por ser más estable frente a perturbaciones externas y seguidamente el germanio.

Esta estabilidad surge de la particularidad, de que estos elementos, tienen 4 electrones en su última órbita formando una red cristalina de enlaces covalentes, de tal forma que no quedan enlaces libres, como muestra la siguiente ilustración.

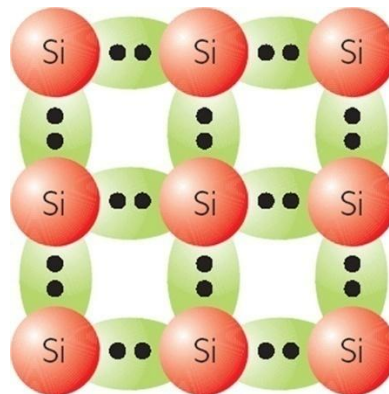


Figura 3.1: Red Cristalina de Silicio

Semiconductor Intrínseco: son aquellos cuyos átomos, como el silicio, forman una red cristalina y tienen electrones (en la capa de valencia) que pueden ser liberados, al inyectarles una pequeña cantidad de energía.

Cuando se desprende un electrón, este ya no está completo, y se le asocia la carga positiva al tener una carga negativa menos, o se asigna un hueco. El átomo tendrá la tendencia de recuperar su estado inicial por lo que atraerá un electrón de otro átomo para rellenar el hueco. Por lo tanto este movimiento continuo de electrones dará lugar a una corriente.

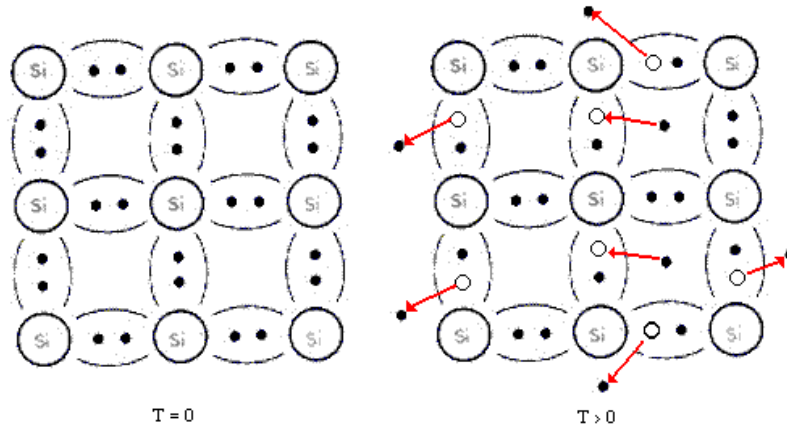


Figura3.2: Movimiento de Electrones

Todo este movimiento de electrones libres se produce en la banda de conducción y dependiendo de su posición respecto a la banda de valencia, el semiconductor actuará como conductor o como aislante.

Así pues, si actúa como conductor ambas bandas se superponen permitiendo el paso de electrones, y si actúa como aislante ambas bandas estarán separadas por otra banda llamada gap, del orden de 6 eV, de forma que impide el paso de electrones entre bandas.

En el caso de semiconductores la banda gap, es más pequeña que para los aislantes, del orden de 1 eV, lo que permite que los electrones puedan saltar dependiendo de la energía.

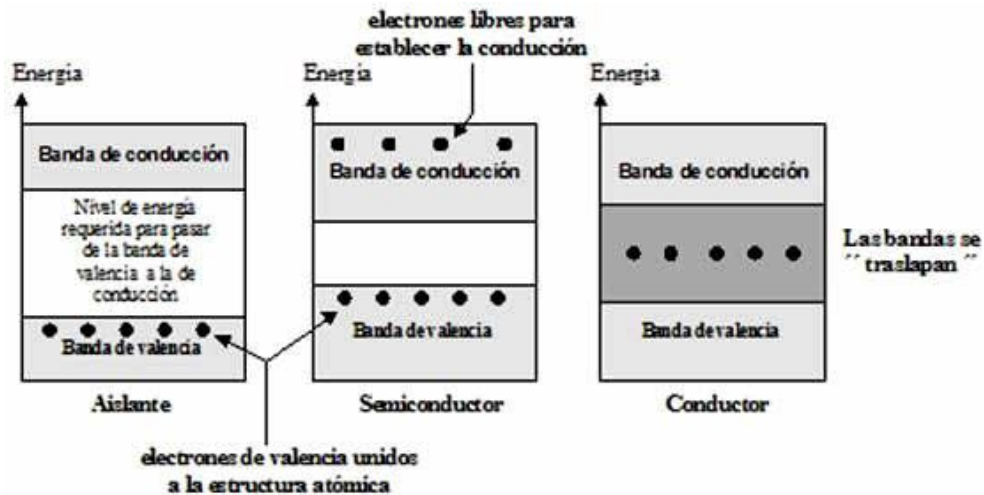


Figura 3.3: Bandas de Energía

Semiconductores Extrínsecos: son aquellos semiconductores intrínsecos a los que se les ha introducido impurezas en la red cristalina, es decir, una pequeña cantidad de átomos de otros elementos químicos, este proceso se denomina dopado.

Existen dos tipos dependiendo de las impurezas:

- **Tipo N:** Aquellos que se dopan con átomos pentavalentes (con cinco átomos en su banda de valencia), como son el fósforo o arsénico. Al integrarse en la red cristalina, por ejemplo del silicio, cuatro de los átomos de la banda de valencia se unen con otros cuatro átomos de la red, quedando así un electrón libre y por tanto con carga negativa, de ahí su nombre tipo N.
- **Tipo P:** En este caso, el semiconductor es dopado con átomos trivalentes (tres átomos en su banda de valencia), como el boro o el galio. Cuando se sustituyen por un átomo de la red cristalina, se genera un hueco donde entrará un electrón libre de otro átomo y así se podrá conducir la electricidad. Se denominan tipo P debido a la ausencia de un electrón o carga negativa.

Así los semiconductores extrínsecos tienen mayor facilidad para conducir la electricidad.

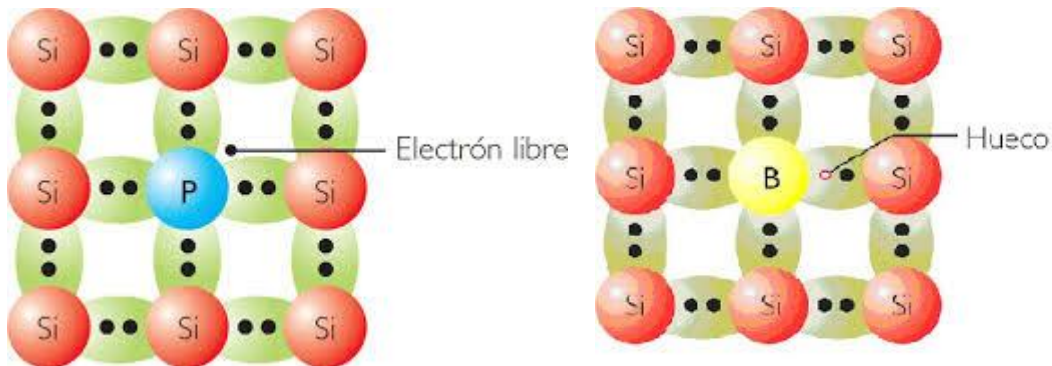


Figura 3.5 a): Semiconductor tipo N

Figura 3.5 b): Semiconductor tipo P

3.3.1. Caracterización.

Un refrigerador/calefactor termoeléctrico o por ejemplo una célula Peltier se basa en el uso de materiales semiconductores, explicados en el apartado anterior, y se componen principalmente de dos piezas: una del tipo N (cargas libres) y otra del tipo P (hueco libres), unidas por los extremos.

Si se hace pasar una corriente por el circuito, se produce un gradiente de temperaturas entre los nudos debido al efecto Peltier, explicado anteriormente.



Figura 3.6: Dispositivo TEC unitario

Obviamente con una única unidad no conseguimos un gran gradiente de temperaturas entre las caras, por lo que para aumentar dicho gradiente se coloca un número elevado de estas unidades en serie eléctricamente, consiguiendo así que actúen como una bomba de calor.

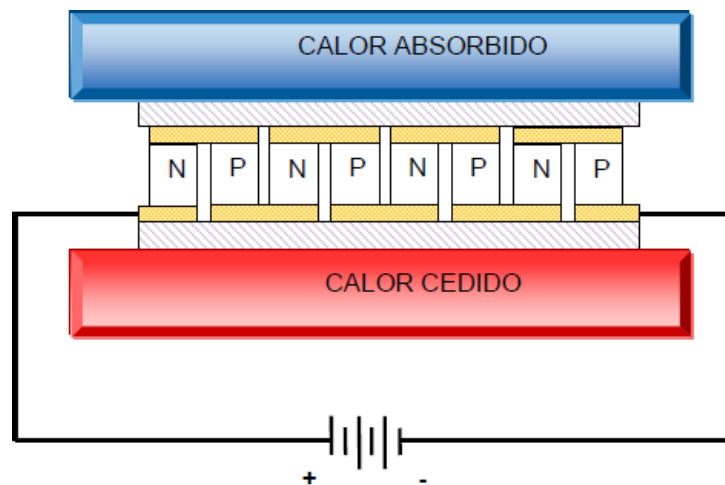


Figura 3.7: Célula Peltier

Si polarizamos la célula Peltier como se muestra en la figura, la corriente de electrones pasan del semiconductor tipo P (nivel de energía bajo) al semiconductor tipo N (nivel de energía alto). Para que esto ocurra los electrones necesitan ganar energía, la cual la obtienen absorbiéndola del entorno, por lo que esta cara se enfriará.

Si por el contrario invertimos la polaridad, la corriente pasará desde el nivel alto de energía (tipo N) al estado de menor energía (tipo P). La energía se cederá en forma de calor por lo que en este caso la cara superior sería la caliente.



Figura 3.8: Célula Peltier abierta

Es importante obtener una superficie homogénea para la transferencia de calor, así podremos realizar, con el menor error posible, el principal objeto de nuestro trabajo, es decir, el de caracterizar disipadores de calor. Por ello se muestra en la siguiente ilustración una termografía de la superficie de este dispositivo en estado estacionario.

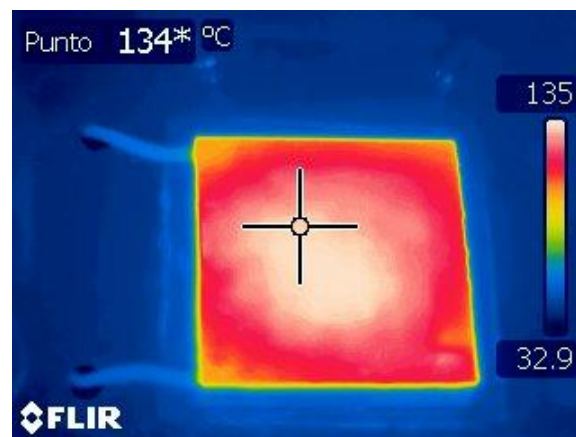


Figura 3.9: Termografía sobre Peltier

Comprobamos que el calor emitido por la célula Peltier se puede considerar homogéneo en buena parte de su superficie, con pequeñas variaciones de temperatura, así los ensayos con disipadores se pueden dar por válidos.

3.3.2. Ecuaciones generales

Antes de presentar los resultados experimentales y las curvas obtenidas, es importante hallar las ecuaciones que rigen el funcionamiento de una célula Peltier. De estas ecuaciones obtendremos las expresiones, donde al sustituir los parámetros de intensidad, voltaje y temperaturas, nos dará el calor, potencia o rendimiento de ésta.

Como hemos hablado en apartados anteriores, la potencia de refrigeración/calefacción de una célula dependerá de la corriente de entrada que se aplique.

$$Q_p = \pi_{12} \cdot I$$

Pero esto no significa que a mayor intensidad tengamos mayor refrigeración, pues entra en juego el calor del efecto Joule, por lo que el calor generado de la célula crece más rápidamente que el enfriamiento de la cara que se quiere refrigerar.

$$Q_{joule} = I^2 \cdot R \cdot t$$

Por tanto, si se quiere emplear la célula para refrigerar se tendrá que disipar la mayor cantidad posible de calor generada por ésta, y así obtener mayor rendimiento. Esto se hace presente en el capítulo de disipadores con convección forzada.

Por otro lado, debido a las diferencias de temperaturas entre ambas caras, se producirá el efecto de transmisión de calor por conducción dentro de la célula Peltier. Esto da lugar a que como veremos posteriormente existe una máxima diferencia de temperatura en la que todo el calor generado retorna al punto de partida y la célula no calienta o enfría más.

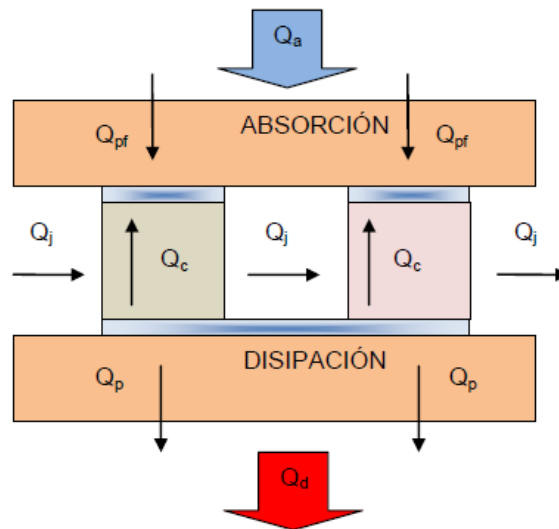


Figura 3.10: Flujos de calor de una Peltier

Basándonos en la imagen anterior, donde se muestran los distintos flujos de calor que intervienen dentro de una Peltier, podremos llegar a las expresiones de calor, potencia y rendimiento. Donde:

- Q_a = Calor total absorbido.
- Q_d = Calor total disipado.
- Q_{pf} = Calor absorbido por efecto Peltier (lado frío).



- Q_{pd} = Calor disipado por efecto Peltier (lado caliente).
- Q_c = Calor que retorna a la cara fría por conducción.
- Q_j = Calor generado por efecto Joule.

Una vez definidos todos los flujos internos, podemos decir que el calor total disipado o absorbido en las caras es función de todos los flujos internos generados por los diferentes efectos termoeléctricos.

Cálculo del Calor generado o absorbido

El calor generado o absorbido por efecto Peltier es:

$$Q_p = \pi_{12} \cdot I$$

Si relacionamos los efectos Seebeck y Peltier, mediante las expresiones de Thomson obtenemos que:

$$\pi_{12} = \alpha_{12} \cdot T$$

Sustituyendo:

$$Q_p = \alpha_{12} \cdot T \cdot I$$

Las pérdidas generadas por efecto Joule, por unidad de tiempo se expresan:

$$Q_{joule} = I^2 \cdot R$$

Aunque no es del todo cierto y para simplificar los cálculos, podemos suponer que el calor generado por efecto Joule se repartirá en partes iguales entre ambas caras, por lo que:

$$Q_{jc} = \frac{1}{2} I^2 \cdot R \qquad Q_{jf} = \frac{1}{2} I^2 \cdot R$$

Debido a la diferencia de temperaturas entre las caras, se genera un flujo de calor que por conducción interna viaja desde la cara caliente hacia la cara fría, este flujo se expresa como:

$$Q_c = \frac{T_c - T_f}{R_{TH}}$$

Donde:

$$R_{TH} = \frac{\gamma \cdot A}{l}$$

Sustituyendo:



$$Q_c = \gamma \cdot A \cdot \frac{T_c - T_f}{l}$$

Debido al efecto Thomson en cada una de las caras se producirá también pérdidas de calor, ya que por cada semiconductor circula una corriente eléctrica. Estas pérdidas se expresan como:

$$Q_{thc} = Q_{thf} = \frac{1}{2} \cdot \tau \cdot I \cdot \Delta T$$

El balance térmico total en cada una de las caras es la suma de todos los flujos de calor debidos a los diferentes efectos térmicos, así el balance total queda como:

$$Q_d = Q_{pc} - Q_{thc} + Q_{jc} - Q_{ct} = \alpha_{12} \cdot T_f \cdot I + \frac{1}{2} \cdot \tau \cdot \Delta T - \frac{1}{2} \cdot I^2 \cdot R - \frac{T_c - T_f}{R_{TH}}$$

$$Q_a = Q_{pf} + Q_{thc} - Q_{jc} - Q_{ct} = \alpha_{12} \cdot T_f \cdot I + \frac{1}{2} \cdot \tau \cdot \Delta T - \frac{1}{2} \cdot I^2 \cdot R - \frac{T_c - T_f}{R_{TH}}$$

Potencia Eléctrica

La potencia eléctrica suministrada por la célula se define como la diferencia entre el flujo calorífico de la cara caliente menos la cara fría.

$$P_e = Q_d - Q_a = \alpha \cdot (T_c - T_f) \cdot I + I^2 \cdot R = \alpha \cdot \Delta T \cdot I + I^2 \cdot R$$

Y como también se define:

$$P_e = V_{in} \cdot I$$

La tensión de entrada a la célula se puede expresar como:

$$V_{in} = \alpha \cdot \Delta T + R \cdot I$$



Coefficiente de rendimiento

Se define el coeficiente de rendimiento o COP, como el calor absorbido entre la potencia eléctrica necesaria:

$$COP = \frac{Q}{P_e}$$

Cuanto más se acerque el valor de COP a 1 más eficiente será, puesto que significaría que toda la potencia eléctrica se convierte en calor. Si se considera la Peltier como refrigeradora, toda la potencia eléctrica sería utilizada para la refrigeración de la cara fría. El COP queda finalmente como:

$$COP = \frac{\alpha_{12} \cdot T_f \cdot I + \frac{1}{2} \cdot \tau \cdot \Delta T - \frac{1}{2} \cdot I^2 \cdot R - \frac{T_c - T_f}{R_{TH}}}{\alpha \cdot \Delta T \cdot I + I^2 \cdot R}$$

Si queremos averiguar cuál es la corriente de entrada a la célula para la cual el calentamiento es máximo hay que derivar la expresión del calor absorbido respecto a esta corriente, e igualando a cero esta expresión despejar el valor de I.

$$\frac{\delta Q_c}{\delta I} = 0$$

Si se opera se obtiene:

$$I_{QC \max} = \frac{\alpha_{12} \cdot T_f}{R}$$

Pero como queremos caracterizar el flujo de calor que podemos disipar con las aletas, el coeficiente de rendimiento en modo calefacción se expresará como:

$$COP = \frac{Q_c}{P_e}$$

Como la potencia eléctrica se expresa como:

$$P_e = Q_c - Q_f$$

La expresión final quedará:

$$COP = \frac{Q_c}{Q_c - Q_f} > 1$$

No es de extrañar que el COP en modo calefacción sea mayor que la unidad, pues al calor generado por la intensidad de entrada se le ha de sumar el calor generado por la absorción de calor de la cara fría, con lo que el calor total generado supera al de la potencia eléctrica de entrada.

3.3.3 Curvas características

Una aplicación muy importante para una Peltier sería, conocer a que voltaje debemos someterla para obtener una determinada temperatura máxima en la cara caliente. En las siguientes gráficas se puede observar para las Peltier 12706 y 12715 respectivamente.

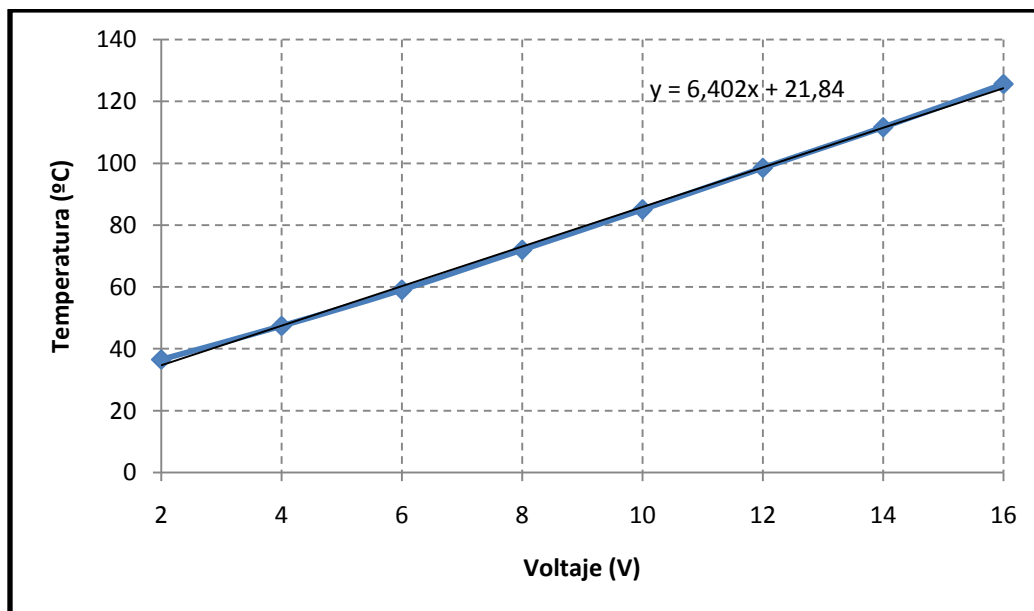


Figura 3.11 Gráfica de la temperatura máxima de la cara caliente frente al voltaje para la Peltier 12706

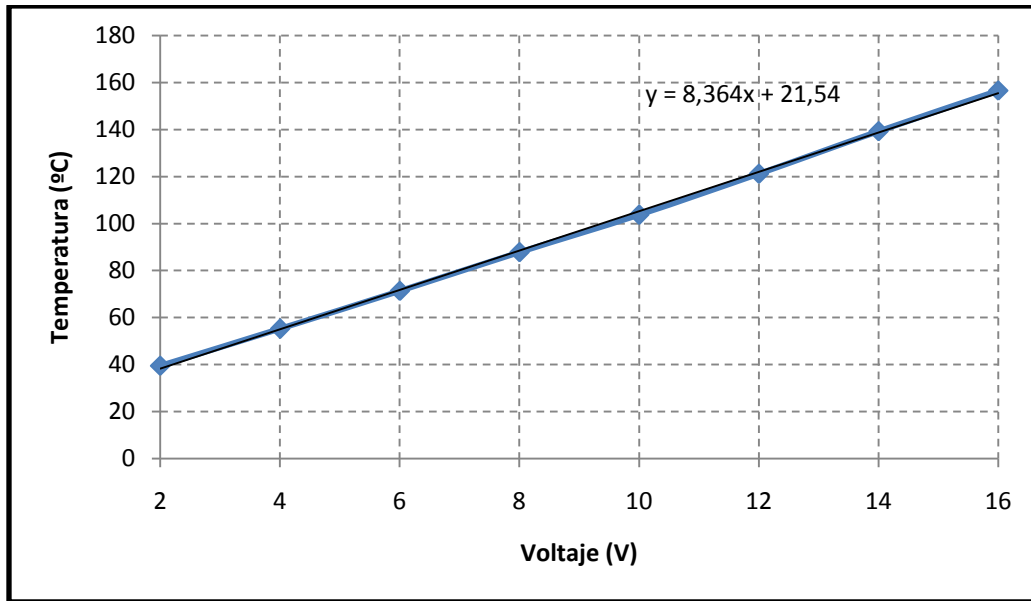


Figura 3.12 Gráfica de la temperatura máxima de la cara caliente frente al voltaje para la Peltier 12715

En las gráficas anteriores viene la recta de regresión. Si quisiéramos saber a qué voltaje tendríamos que someter a la Peltier para obtener una determinada temperatura solamente habría que sustituir y despejar para hallar “x”. En cuanto a las diferencias entre las dos Peltier utilizadas podemos observar que la del segundo caso es mucho más potente que la del primero. Para el segundo caso, si sometemos la Peltier a una diferencia de potencial de 16 V obtendremos una temperatura de 160 °C en la cara caliente, mientras que en el primer caso solo obtendríamos 124 °C.

Otra aplicación sería conocer la potencia consumida por la peltier a partir del voltaje; en las siguientes gráficas se observa que se podría aproximar nuevamente a una recta.

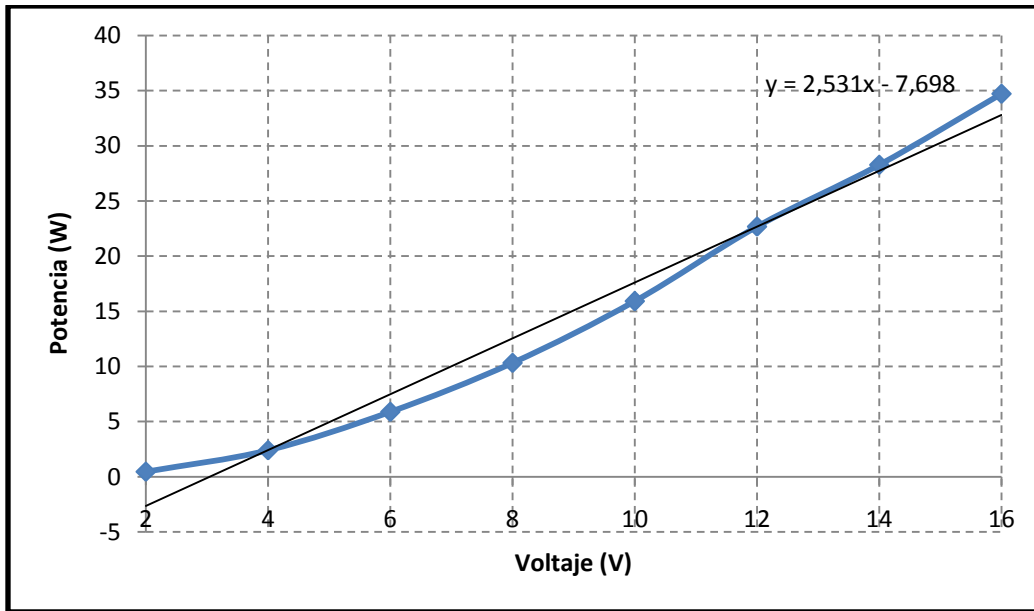


Figura 3.13 Gráfica de la potencia consumida frente al voltaje para la Peltier 12706

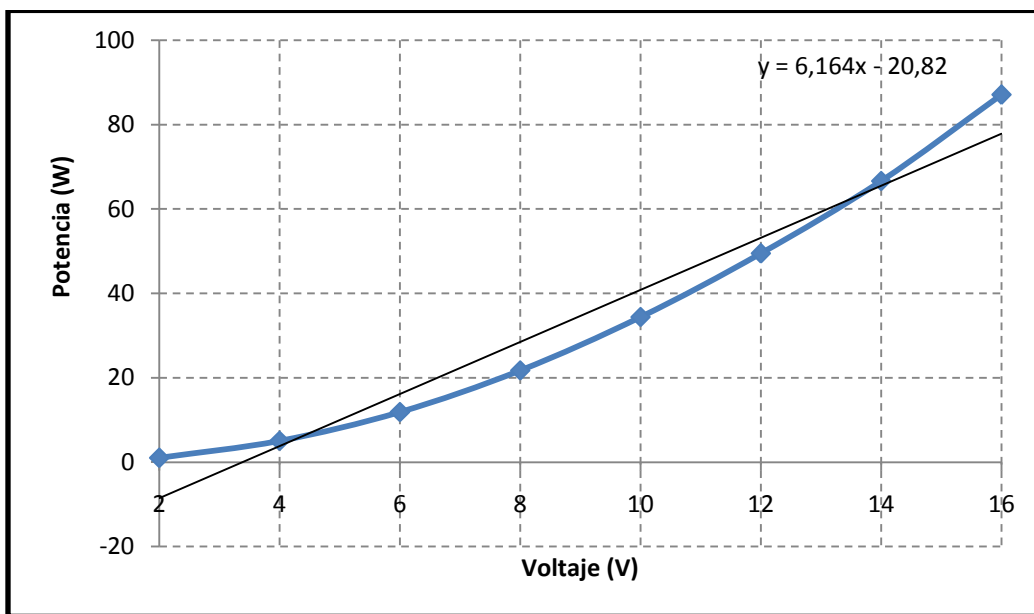


Figura 3.14 Gráfica de la potencia consumida frente al voltaje para la Peltier 12715

En este caso la distribución no es rigurosamente lineal, pero nuestra recta de regresión sigue siendo válida. Es lógico que conforme vayamos aumentando el voltaje, la potencia eléctrica vaya siendo mayor.



Instrumentación y caracterización de disipadores térmicos

Cabe destacar que nuestro experimento ha sido llevado a cabo sobre la cara caliente, es decir, hemos sometido a la Peltier a un voltaje para que la cara caliente aumente en gran medida su temperatura. Si la hubiésemos polarizado de manera inversa habríamos obtenido resultados muy diferentes, ya que lo que estaríamos haciendo es disminuir enormemente la temperatura de la cara fría. Ésta aplicación es más común en la vida real, ya que utilizaríamos la célula como refrigerador de componentes electrónicos, solo que hemos decidido hablar sobre la cara caliente porque en los siguientes capítulos utilizaremos este componente para calentar el disipador que se quiere caracterizar.



Capítulo 4. Termometría infrarroja. Cámara Termográfica

4.1. Introducción

En el presente capítulo trataremos de presentar la termografía infrarroja como un método experimental auxiliar que nos permitirá obtener temperaturas sobre las superficies de intercambio de calor, y a su vez podremos comprobar los datos obtenidos en termometría por contacto, esto es, mediante termopares, con los obtenidos por el sistema termográfico.

Por ello se hace un repaso sobre la transmisión de calor por radiación, seguida de una breve descripción de algunos sistemas termográficos (termometría sin contacto), y por último profundizaremos sobre el sistema empleado para este proyecto, es decir, las cámaras termográficas.

Como aplicación se presentan algunas de las termografías tomadas durante en el ensayo. Se muestran termografías de varios perfiles de los disipadores de calor empleados, lo que nos permitirá comparar más exactamente las temperaturas tomadas por ambos métodos en capítulos posteriores.

4.2. Técnica de medida de temperatura mediante radiación infrarroja

4.2.1. Termometría con y sin contacto.

La termografía infrarroja, como ya se mencionó, es un método que permite determinar la temperatura de cualquier objeto y detectar pérdidas de calor que influyen en el consumo energético. El diagnóstico mediante esta técnica resulta ser útil para incrementar tanto el rendimiento como la eficiencia energética, o incluso evaluar pérdidas energéticas de procesos industriales, instalaciones o edificios.

La termometría convencional (termometría de contacto) se basa en la transmisión de calor por conducción cuando dos cuerpos se ponen en contacto. Al llegar al equilibrio térmico se recurre al uso de otras variables físicas para determinar la medida de la temperatura. Algunas de estas variables son el volumen en un termómetro de mercurio, la diferencia de potencia entre los extremos de un termopar o la resistividad en una termorresistencia (RTD).

Sin embargo, en el caso de, la termografía infrarroja (termometría sin contacto) utiliza la transmisión de calor por radiación como variable relacionada con la temperatura, y que a diferencia de los métodos convencionales no necesita estar en contacto físico con el cuerpo a medir. La dificultad de la termografía radica en la actuación de diferentes factores, que influyen en la medida de la temperatura, explicados en apartados anteriores.



SISTEMAS DE MEDIDA POR CONTACTO

- Es difícil la medida de temperatura en objetos móviles
- Tiempo de respuesta muy lento, del orden de segundos. No es apropiado para la medida de temperatura en fenómenos transitorios.
- Para grandes superficies es necesario utilizar muchos detectores.
- Es impracticable la medida de temperatura en muchos objetos simultáneamente
- Se puede medir la temperatura interna de un objeto empotrando el detector
- Se necesita buen contacto térmico entre el detector y el objeto que se va a medir.
- La temperatura del cuerpo a medir no debe variar al ponerse en contacto con el detector
- La temperatura de un cuerpo pequeño tiende a cambiar debido al contacto. No se pueden medir objetos con tamaño inferior a un límite. debido al tamaño propio del detector.

SISTEMAS DE MEDIDA SIN CONTACTO

- Se puede medir con facilidad la temperatura objetos móviles.
- La constante de tiempo de un detector cuántico es del orden de microsegundos, por lo que este método es apropiado para la medida de transitorios de temperatura
- Se pueden efectuar medidas en grandes superficies, obteniendo la temperatura en cada uno de los puntos de la superficie. La medida de varios objetos se realiza rápidamente. Es muy útil también en el cálculo de medidas relativas
- La medida se limita a la temperatura de la superficie
- Es preciso conocer la emisividad de la superficie a medir
- Se debe eliminar el ruido de fondo. El detector debe recibir radiación suficiente del objeto
- Al no existir contacto no se altera el comportamiento del elemento a medir. Se pueden medir además áreas muy pequeñas

4.2.2. Sistemas de medida de radiación térmica.

Dentro de las diferentes técnicas de medida de temperatura por infrarrojos, encontramos tres familias de equipos.

- **Medidores puntuales o pirómetros IR:** Son dispositivos formados por una unidad óptica de entrada, un detector de radiación térmica y un software apropiado para el procesamiento de las señales generadas. La temperatura obtenida corresponde a un valor promedio de temperaturas de una pequeña área cuyo diámetro dependerá de la resolución del instrumento y de la distancia a la que se realice la medida.

Estos trabajan en la banda de onda larga utilizando sensores como termopilas sin refrigerar, además de estos existen otros modelos para aplicaciones más especiales como medida en vidrio o de muy altas temperaturas.

- **Scanner de línea:** Estos sistemas obtienen un perfil de temperaturas a lo largo de una línea mediante un sistema de barrido óptico lineal junto a un sistema de detección de radiación.

Estos emplean detectores MCT (Mercurio – Cadmio –Teluro) con refrigeración termoeléctrica. Estos equipos resultan muy apropiados para tareas de monitorizado y control de procesos.

- **Cámaras termográficas:** Se trata de sistemas de captación de imágenes térmicas, que según la configuración del dispositivo pueden representar la distribución superficial de temperaturas (en color o niveles de grises) de un objeto observado permitiendo incluso la realización de medidas y análisis térmico sobre la propia imagen. Existen distintas tecnologías desarrolladas en función del modo de formación de imagen empleado, la longitud de onda de trabajo, el tipo de refrigeración del sensor empleado y la aplicación a la que el sistema es aplicado.



a) Pirómetro IR



b) Escáner de Línea



c) Cámara termográfica

Figura 4.1 Distintos elementos para medición de la radiación térmica

4.2.3. Detectores de Radiación y sus características.

Un detector de radiación transforma una señal óptica, $F(x,y,t)$, en una señal eléctrica (tensión, corriente o potencia).

Un detector puede usarse como:

- Receptor de flujo: la señal óptica es integrada en el espacio y da como resultado una respuesta temporal.
- Receptor de imágenes: la señal óptica es integrada en el tiempo.

Tipos de detectores

Existen dos tipos fundamentales de detectores de luz, los térmicos y los fotónicos que operan con mecanismos diferentes de traducción de la señal.

- **Térmicos:** estos detectan la energía de los fotones incidentes en forma de calor con lo que se produce un incremento en la temperatura del elemento sensor que implica



también un cambio en sus propiedades eléctricas como por ejemplo la resistencia. El cambio en esta propiedad permite su medida a través de un circuito exterior.

- **Fotónicos:** a diferencia de los anteriores, estos no utilizan la energía del fotón en forma de calor, sino que la convierten en señal eléctrica al aprovechar la capacidad que tienen los materiales semiconductores de modificar la conducción según la excitación producida por la incidencia fotónica de la radiación. El principal inconveniente de éstos es que, para obtener un nivel aceptable de detección, deben refrigerar el sensor para reducir en lo posible el libre movimiento de electrones en el interior del semiconductor sin llegar a detenerlos.

Esto es porque el proceso de conversión implica la transformación de los fotones incidentes en electrones, así esta respuesta sería irrelevante si dichos electrones no se mueven para generar corriente, que es la magnitud que realmente medimos.

La utilización de un tipo u otro de detector depende de factores como:

- El tipo de señal óptica que queremos detectar.
- El nivel de señal de salida deseada.
- El ruido máximo aceptable.
- La respuesta en frecuencias.
- Requisitos de refrigeración y polarización eléctrica.

El rango espectral de funcionamiento lo impone el material sensible del detector; los detectores térmicos en el infrarrojo presentan la ventaja de una respuesta espectral muy ancha en detrimento de la sensibilidad y rapidez. Normalmente la respuesta espectral está limitada por la ventana de entrada al sistema. En cambio los detectores fotónicos tienen una sensibilidad y un tiempo de respuesta mayores, existiendo un tipo de detector por cada región del espectro.

4.3. Medida de temperatura por Cámara Termográfica

En los sistemas de termografía infrarroja la temperatura no es medida directamente sino que el equipo capta la radiación incidente sobre un detector. Sin embargo, la radiación que alcanza al elemento sensor no solo está afectada por la temperatura del cuerpo a medir y su emisividad, sino que la influencia de radiaciones externas como las procedentes de otros objetos de los alrededores, la atmósfera y la propia aportación térmica de la óptica y elementos internos de la cámara deben ser tenidas en cuenta para garantizar la precisión de la medida.

Como sabemos, la imagen termográfica se obtiene a partir de la señal proporcionada por el sensor. La calidad de la medida dependerá también de la geometría del sensor, así cuanto menor sea el tamaño del sensor (aumentando el número de píxeles que forman la imagen) mayor será la resolución geométrica de la imagen formada, sin embargo, disminuye la resolución térmica debido a la menor superficie de los elementos de medida por lo que la radiación incidirá sobre una superficie más pequeña. Por el contrario, si se reduce el tamaño del detector la resolución óptica se ve afectada en beneficio de la sensibilidad térmica del equipo.

El estándar más utilizado se establece en una resolución espacial de 320x240 con una resolución térmica de 0.08°C.



Existen otros factores que afectan a la medida de temperatura y se denominan parámetros de objeto, que representan las condiciones del entorno, y que deben ser introducidos por el usuario para que el equipo, utilizando el software interno, proporcione un valor correcto de temperatura. Estos parámetros son:

- **Emisividad:** Es el parámetro más importante. Este representa la medida de la cantidad de radiación emitida por el objeto en comparación con la de un cuerpo negro perfecto de la misma temperatura.

Esta oscila entre 0,1 (para superficies extremadamente pulidas) y 0,9 (para pinturas al óleo, independientemente del color).

- **Temperatura Ambiente:** Es la temperatura existente en los alrededores del objeto a medir y que produce una radiación reflejada. Si la emisividad es baja y la temperatura del objeto está relativamente alejada de la reflejada, es importante establecer la temperatura reflejada y compensarla correctamente.
- **Distancia:** La absorción de la radiación captada por el sensor está fuertemente influenciada por la distancia entre la cámara termográfica y el objeto, aunque para cortas distancias, el efecto atmosférico es despreciable.
- **Humedad Relativa:** Para distancias relativamente grandes, se debe tener en cuenta este factor para compensar la absorción de radiación por parte del vapor de agua. Para distancias cortas y humedad normal se establece un valor del 50%.
- **Temperatura atmosférica:** Es el valor de temperatura de la atmósfera considerada entre la cámara y el objeto. La importancia de este parámetro se encuentra en situaciones en que la distancia de medida es grande y se debe tener en cuenta la radiación propia aportada por la atmósfera.

4.3.1. Expresión para la corrección de los factores externos.

Para buscar la expresión que nos permita corregir los diversos factores que afectan a la medida de la temperatura, nos apoyaremos en la siguiente ilustración:

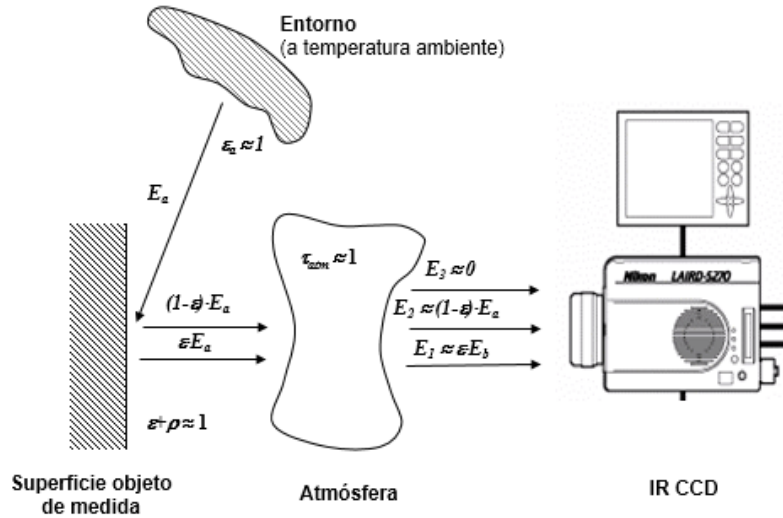


Figura 4.2: Situación común de medición termográfica

Si asumimos que la radiación recibida (E), de la superficie objeto a una temperatura T , genera una señal en la cámara (S) proporcional a la potencia de entrada, podemos decir que:

$$S_{objeto} = c_1 \cdot E \cdot (T_{objeto})$$

Simplificando

$$S_{objeto} = c_1 \cdot E_{objeto}$$

siendo C_1 una constante.

La anterior expresión, sería correcta para un objeto que actuase como cuerpo negro. Pero como sabemos sólo ciertos objetos bajo ciertas condiciones se pueden considerar cuerpos negros.

Así, considerando nuestro objeto como cuerpo gris, este tendrá una emitancia (ϵ), y la radiación que recibida será ϵE_a .

Una vez definida definido esto, podemos escribir los términos de potencia de radiación:

1.- Emisión del objeto = $\epsilon \tau E_a$, donde ϵ es la emitancia, y τ la transmitancia de la atmósfera.

2.- Emisión reflejada por cuerpos del entorno = $(1-\epsilon)\tau E_a$, donde $(1-\epsilon)$ es la reflectancia del objeto y E_a es la radiación recibida por los objetos del entorno con temperatura T_a .

Si consideramos una esfera alrededor del objeto, y aplicando la ley de Kirchhoff (“toda la radiación que incida en las superficies del entorno será absorbida por las propias superficies”), podemos considerar que la emitancia del entorno es igual a 1.

3.- Emisión desde la atmósfera = $(1-\tau)E_{atm}$, donde $(1-\tau)$ es la emitancia de la atmósfera.

Por tanto la radiación total que le llega al dispositivo termográfico será:

$$E_{tot} = \epsilon \tau E_a + (1 - \epsilon) \tau E_a + (1 - \tau) E_{atm}$$



Si consideramos que la distancia entre el objeto a medir y el dispositivo termográfico es lo suficientemente corta, podemos decir que la atmósfera es totalmente transparente, por lo que $\tau_{\text{atm}} = 0$, quedando la expresión como:

$$E_{\text{tot}} = \varepsilon E_a + (1 - \varepsilon)E_a = \varepsilon \sigma_0 T^4 + (1 - \varepsilon)\varepsilon_a \sigma_0 T_a^4$$

Si la relación entre la temperatura radiante T_{rad} leída por el sistema, y la energía radiante recibida por el mismo es:

$$E = \sigma_0 T_{\text{rad}}^4$$

Igualando las expresiones anteriores, se obtiene la relación entre la temperatura radiante, T_{rad} , registrada por la cámara, y la temperatura real T de la superficie.

$$T_{\text{rad}}^4 = \varepsilon T^4 + (1 - \varepsilon)\varepsilon_a T_a^4$$

El valor de la emisividad de la superficie de trabajo se obtiene por la comparación con medidas simultáneas obtenidas con los termopares en contacto, a partir de una temperatura de referencia en un punto, $T_{i,\text{ref}}$ la emisividad quedará como:

$$\varepsilon_i = \frac{T_{\text{rad}}^4 - T_a^4}{T_{i,\text{ref}}^4 - T_a^4}$$

Una vez obtenida la emisividad partiendo de una $T_{i,\text{ref}}$, sólo hay que cambiar ese término por la temperatura incógnita T_i , que será la temperatura real corregida.

$$T_i = \sqrt[4]{T_{ri}^4 - (1 - \varepsilon_i)T_a^4} / \varepsilon_i$$

Capítulo 5. Instrumentación de los disipadores

5.1. Montaje de la instalación

Uno de los primeros pasos que se llevaron a cabo para realizar este proyecto fue la elaboración de una caja estanca con aislamiento térmico, para llevar a cabo todas las medidas de la forma más precisa posible. Se eliminaron los elementos internos de la torre de un ordenador. Seguidamente se le practicaron dos huecos cuadrados de 50x50mm, uno en la parte superior (para renovación de aire) y otro en la inferior (que contendrá la Peltier), además de otros huecos redondos para el paso del cableado y fijado de los disipadores unidos a la Peltier.

Después se le aplicó en el interior el aislamiento, en forma de poliuretano expandido tal y como se observa en la figura 5.1, para sellar los huecos que quedaron tras vaciar la caja, dejando libre una zona para poder manipular el interior sin tener que quitar la tapadera. Endurecida la espuma, se volvió a recortar el poliuretano dejando una capa de aproximadamente tres centímetros y medio de espesor en cada lado. Como es obvio, se despejaron los huecos ya realizados además de practicarle dos nuevos huecos donde se instalaron dos de los cuatro ventiladores empleados en el sistema.

La función de estos dos ventiladores junto con el hueco cuadrado de la parte superior es la de renovar el aire del interior. La distancia entre los ventiladores y el disipador del interior es lo suficientemente grande para evitar que se produzca convección forzada. Uno de estos ventiladores se observa en la parte superior derecha de la siguiente figura.

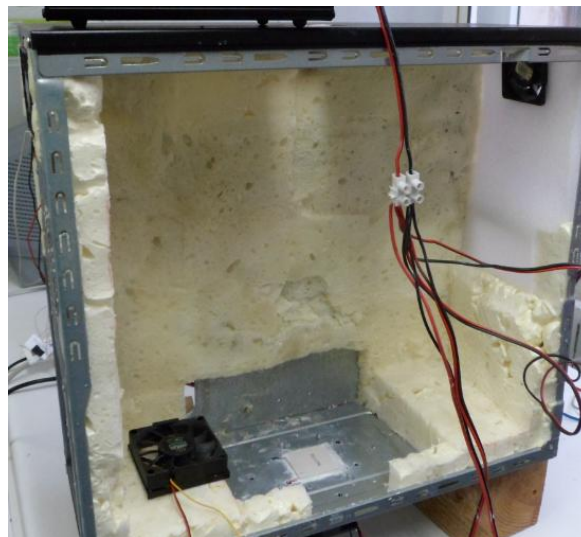


Figura 5.1 Interior de la caja

En la fotografía, aparte del aislamiento se puede observar los ventiladores y la peltier, que está colocada en la base de la caja. En el apartado siguiente iremos explicando elemento por elemento cuál es la función y la aplicación de cada uno en el proyecto. En la parte inferior de la peltier, por el exterior de la caja hay un disipador atornillado a la caja con un ventilador conectado de forma continua y su función es la de refrigeración de la cara fría. Se puede observar en las siguientes imágenes:

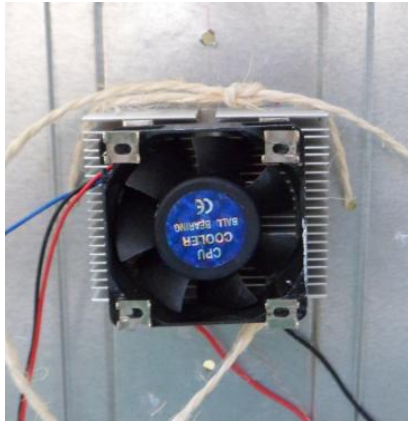


Figura 5.2 Disipador de refrigeración

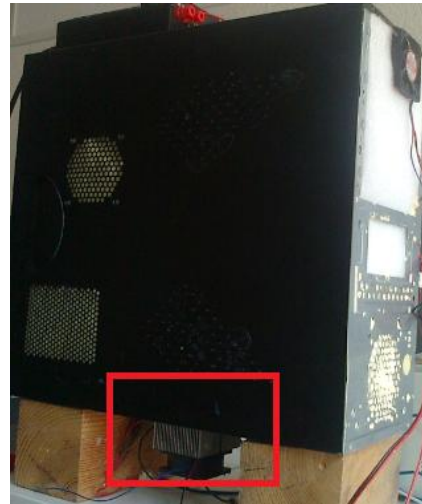


Figura 5.3 Disipador de refrigeración

Por otro lado, antes de colocar los disipadores de calor en la carcasa, se les practicó en las bases una ranura hasta su centro. Estas ranuras además de alojar a los termopares correspondientes que medirán la temperatura de la cara fría y de la cara caliente de la Peltier, permiten un contacto perfecto entre las caras de la Peltier y las bases de los disipadores. Para mejorar aun el contacto y la transferencia del calor generado, se puso pasta térmica especial para componentes electrónicos. Posteriormente se colocaron los diferentes termopares, que se situaron en once puntos distintos, de los cuales, ocho se situaron en el disipador, dos en las caras de la Peltier y uno se tomó como ambiente.

El siguiente paso fue colocar el disipador a caracterizar encima de la cara caliente tal y como vemos en la figura 5.4.



Figura 5.4 Disipador interior encima de la cara caliente

La instalación en su conjunto, incluyendo las fuentes de tensión y el sistema de adquisición de datos es el siguiente:



Figura 5.5 Sistema de adquisición de datos

El datalogger envía los datos a un ordenador mediante un cable RS-232. El ordenador tiene instalado el software que permite traducir las señales, de los diferentes canales, en temperaturas y mostrarlos por pantalla.

5.2. Instrumentación de la instalación

En este apartado iremos explicando cada uno de los elementos y aparatos electrónicos utilizados en la fase de experimentación.

Fuentes de tensión

Se han utilizado dos fuentes de tensión, la primera de ellas tenía como función la alimentación de los ventiladores, dos de los cuales se instalaron en las paredes de la caja para evitar que se acumulara calor en el interior del recipiente, es decir, tenían función de mantener una situación estacionaria en la que no aumentara continuamente la temperatura interior, si no que se estabilizara en un valor más o menos constante. Esta fuente de tensión le proporcionaba a los ventiladores una tensión de 12 V.

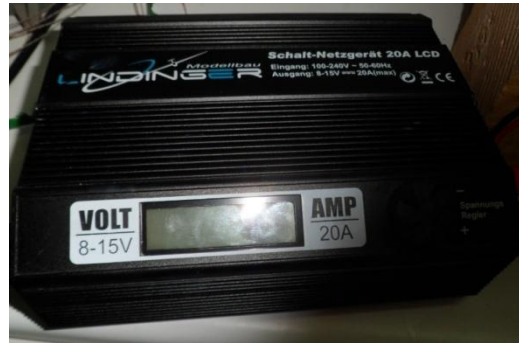


Figura 5.6 Fuente de tensión

La segunda fuente de tensión, era mucho más precisa y estable que la anterior, debido a que tenía como función la alimentación de la célula Peltier, y teníamos que evitar a toda costa posibles picos de tensión e irregularidades. Esta segunda fuente se observa en la siguiente imagen.



Figura 5.7 Fuente de tensión

Además en la imagen se observa un cable azul y otro gris; estos cables se encargarán de alimentar la Peltier a diferentes tensiones.

5.2.1. Termopares tipo T

La medida de las temperaturas de diferentes puntos del disipador de calor se realizó mediante termopares tipo T, que estaban conectados a la tarjeta de adquisición de datos tal y como se observa en la siguiente imagen:

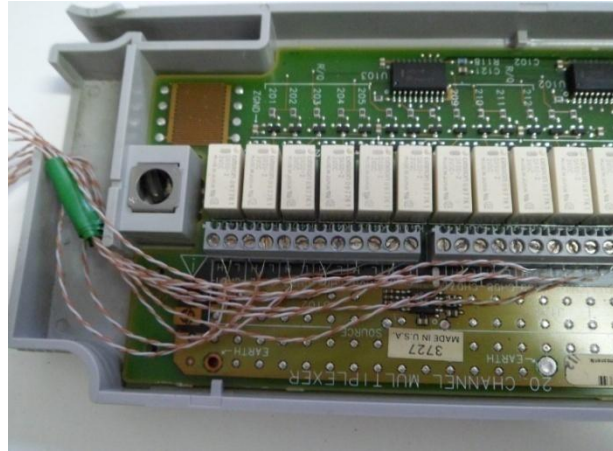


Figura 5.8 Conexión de termopares a la tarjeta multiplexora

En la fase de medición se utilizaron 11 termopares, cuya calibración vendrá explicada en el anexo. En los siguientes capítulos se explicará cómo se colocaron en el disipador y aparecerán diferentes gráficas donde se observa la subida gradual de la temperatura hasta que se estabiliza en un valor.

5.2.2. Células Peltier

Las células Peltier utilizadas fueron las siguientes:



Figura 5.9 Peltier TEC1-12715



Figura 5.10 Peltier TEC1-12706

Los voltajes a los que fueron sometidas las Peltier fueron: 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14 y 16V, donde se realizaron seis tipos de ensayo, es decir, tres ensayos para cada tipo de Peltier. Las Peltier ensayadas fueron: TEC-12715 y TEC-12706 (figuras 5.9 y 5.10 respectivamente), para convección natural, tanto en horizontal como en vertical, y convección forzada (solamente en horizontal).

Para no alargar mucho el proyecto y llegar a nuestro objetivo, que es caracterizar los disipadores de calor escogeremos solo los 3 casos de la Peltier 12706 y los utilizaremos para comparar dos disipadores que se expondrán en el capítulo 6.

Capítulo 6. Disipadores bajo convección libre

En nuestra fase de experimentación utilizamos dos disipadores, el objeto del siguiente capítulo, aparte de caracterizar cada uno de ellos, también se quiere mostrar la diferencia existente entre ellos a la hora de disipar el calor.

En convección natural se realizaron dos experimentos, el primero fue con el disipador colocado en posición horizontal, y el segundo colocado en posición vertical. En los siguientes apartados se explicarán en ese orden.

Los voltajes a los que fue sometida la Peltier son: 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14 y 16 V. Para cada caso vendrá una gráfica.

En las gráficas hay varias líneas de diferentes colores, cada una de ellas corresponde a un termopar. Los termopares fueron colocados en diferentes posiciones del disipador para poder estudiar el campo de temperaturas de la manera más completa posible. En los siguientes apartados, para cada uno de los disipadores, vendrá una figura mostrando la posición exacta de cómo fueron colocados.

6.1. Disipador 1



Figura 6.1 Vista frontal del disipador

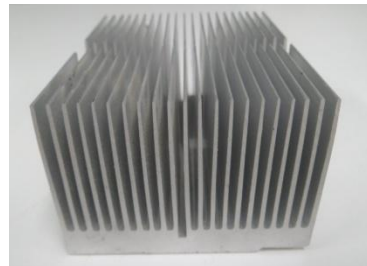


Figura 6.2 Vista lateral del disipador

En las siguientes imágenes viene plasmado como se colocaron cada uno de los termopares en los disipadores. Cada termopar se ha dibujado como un prisma rojo, y llevan un nombre asociado, que es el que se utilizará en las gráficas posteriores para observar la evolución de la temperatura a lo largo del tiempo. Los termopares llamados “Base aleta” se colocaron en el fondo del disipador, y por encima de estos se colocaron los termopares llamados “Aleta” tal y como se puede observar en la siguiente imagen.

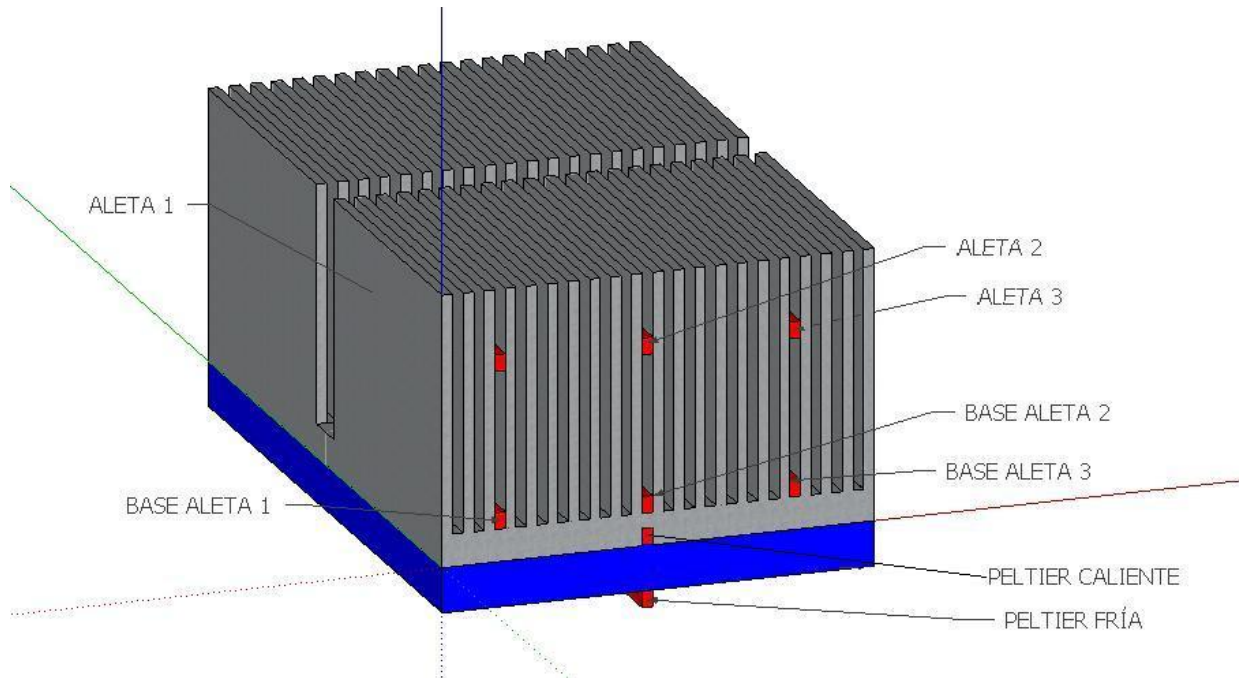


Figura 6.3 Disipador con termopares

En la imagen anterior, la Peltier la he querido resaltar con color azul. Hay un termopar por encima de ésta cuyo nombre es "Peltier caliente" ya que está encima de la cara caliente. Por debajo de la Peltier está el termopar llamado "Peltier fría". Aparte de esos 8 termopares está el llamado "Aleta contraria" y fue colocado en el otro extremo del disipador para comprobar que todas las aletas adquieren la misma temperatura independientemente de la posición en la que se encuentren. Con esto comprobaremos la condición de uniformidad de la temperatura en este tipo de disipadores. En la siguiente imagen tenemos una vista de planta de la figura y podemos observar su posición. Aparte hay un último termopar llamado "Base central" cuya función es medir la temperatura de la base del pequeño hueco que hay en la parte central.

Planta

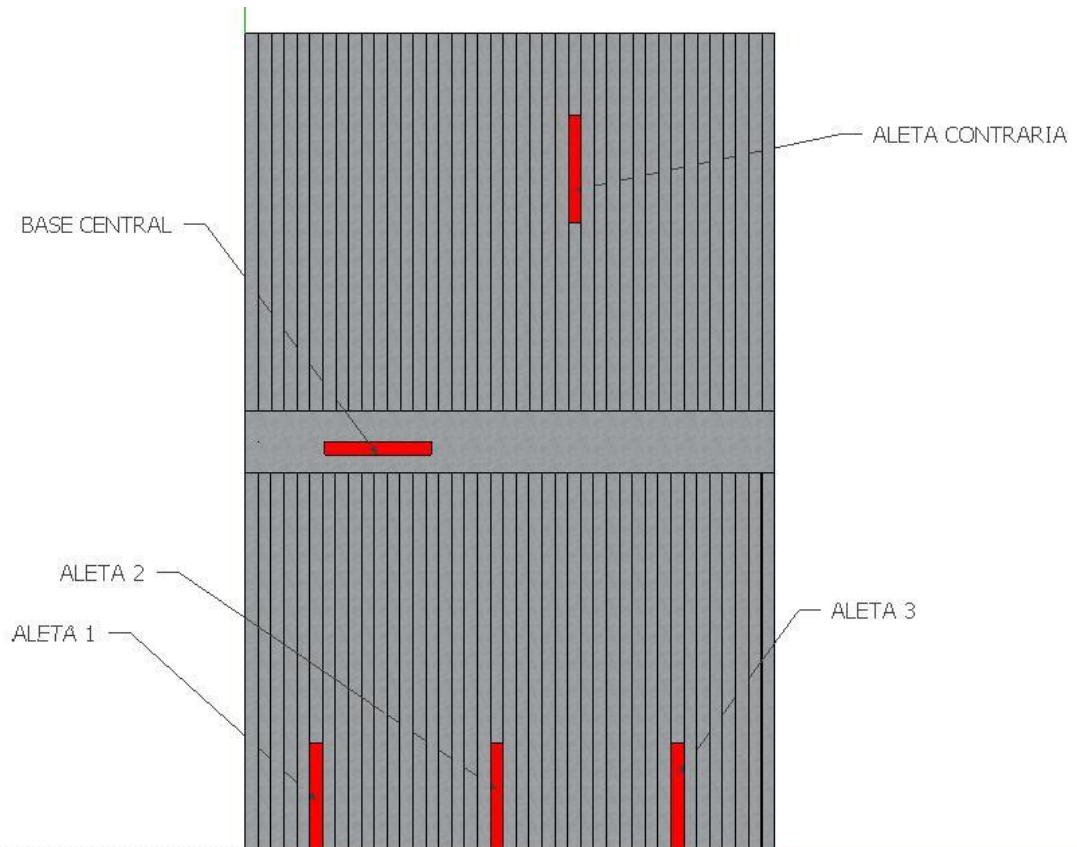


Figura 6.4 Vista de planta del disipador

El último termopar utilizado, pero no dibujado en el esquema, es el “Ambiente interior” cuya función es la de medir la temperatura del aire que rodea al disipador. La siguiente imagen es una vista frontal de la pieza que dejará más claro todos los detalles explicados anteriormente.

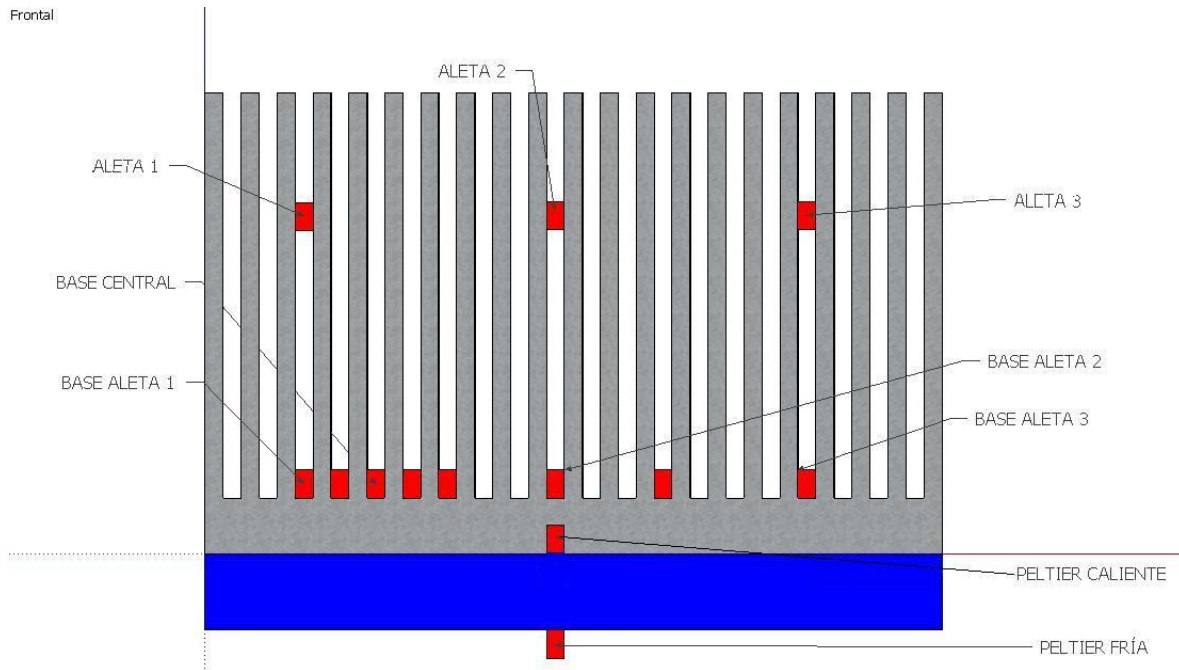


Figura 6.5 Vista frontal del disipador

Para asegurar un buen contacto del termopar con la pared se añadió pasta térmica. Esto facilitó en gran medida la colocación de los termopares ya que la gran viscosidad de la misma evitaba que los termopares se descolocaran por pequeños movimientos de la caja.

En cuanto a los termopares que se encargaban de medir la temperatura de las caras de la Peltier, hay que resaltar que al disipador se le realizó una hendidura con un torno, para poder colocar el termopar fácilmente y que no entorpeciera el contacto entre la Peltier y el disipador. En cuanto al termopar "Peltier fría" se colocó gracias al hueco que se le practicó a la caja en las fases anteriores.

6.1.1 Resultados

La Peltier escogida es la TEC-12706, cuyas gráficas asociadas a cada voltaje son las siguientes:

DISIPADOR COLOCADO EN POSICIÓN HORIZONTAL

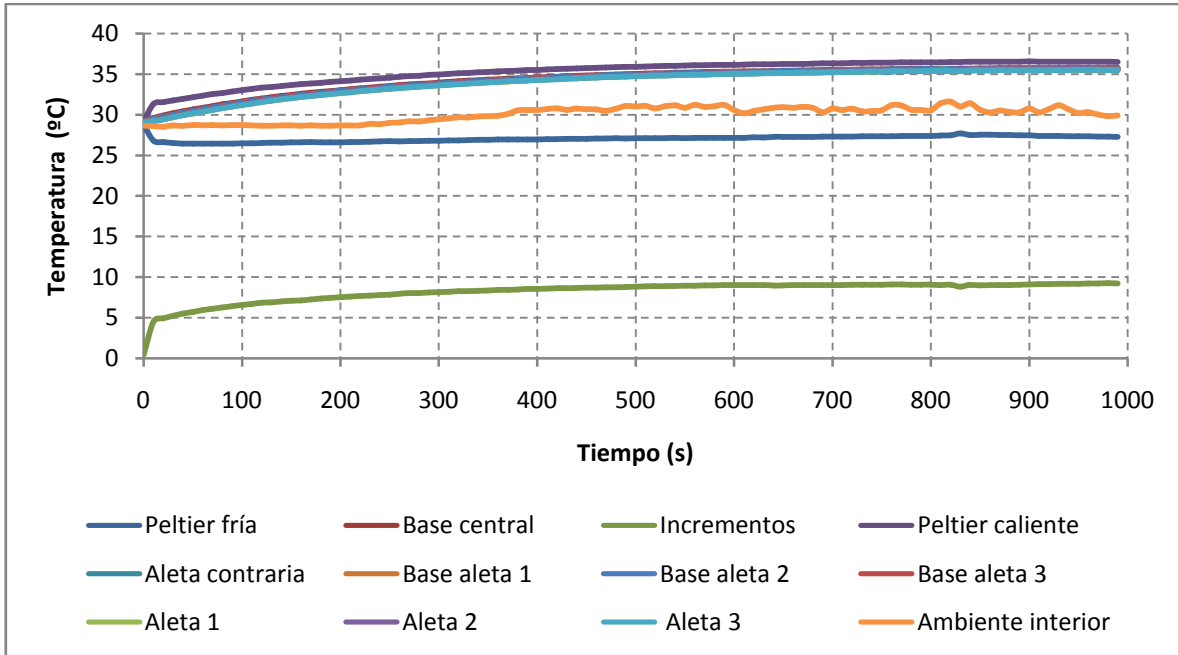


Figura 6.6 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 2 V

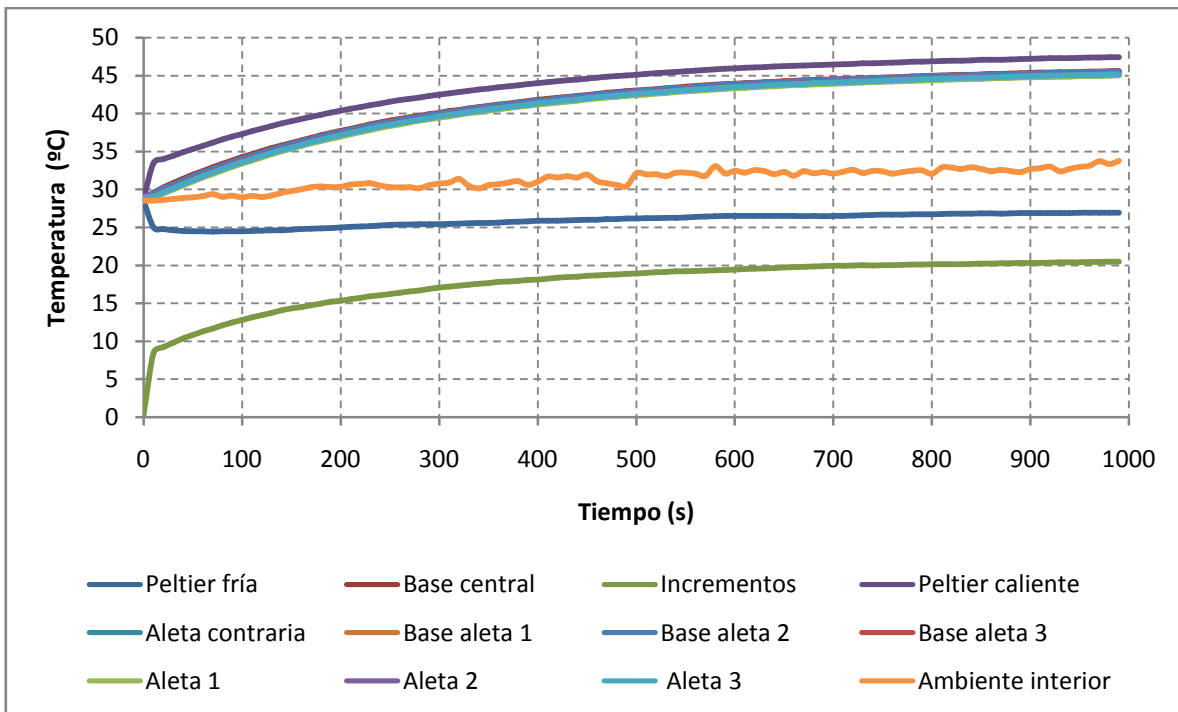


Figura 6.7 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 4 V

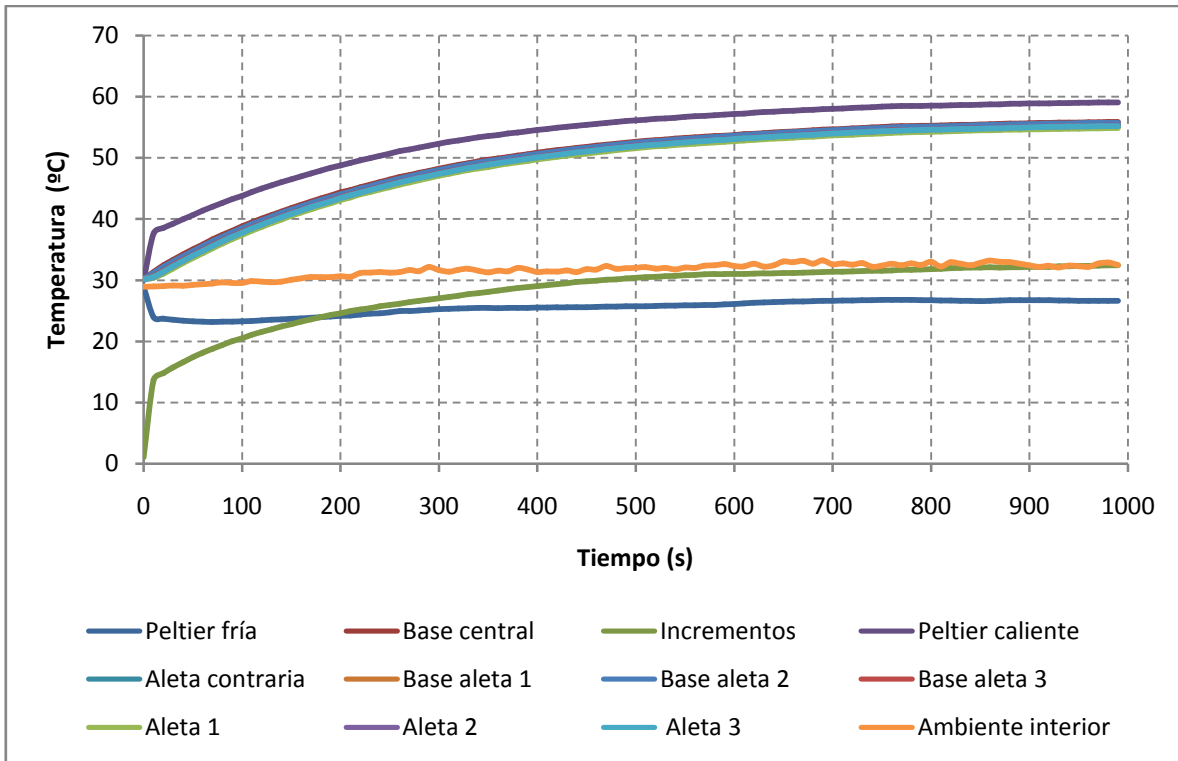


Figura 6.8 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 6 V

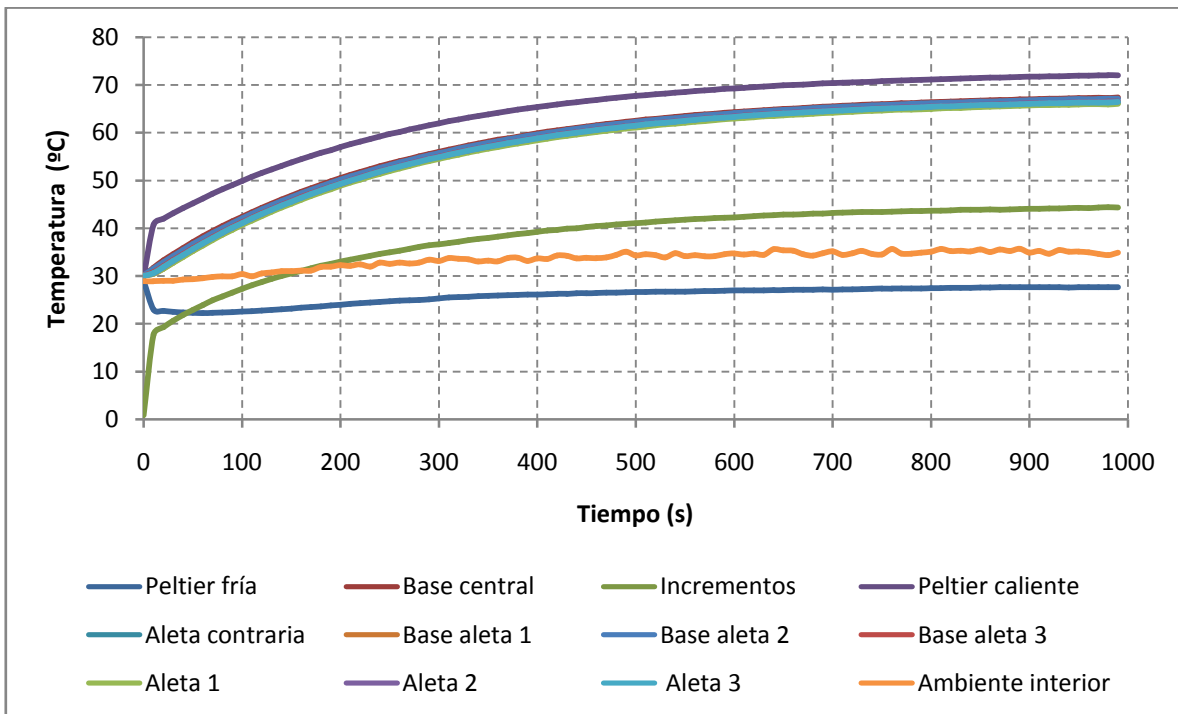


Figura 6.9 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 8 V

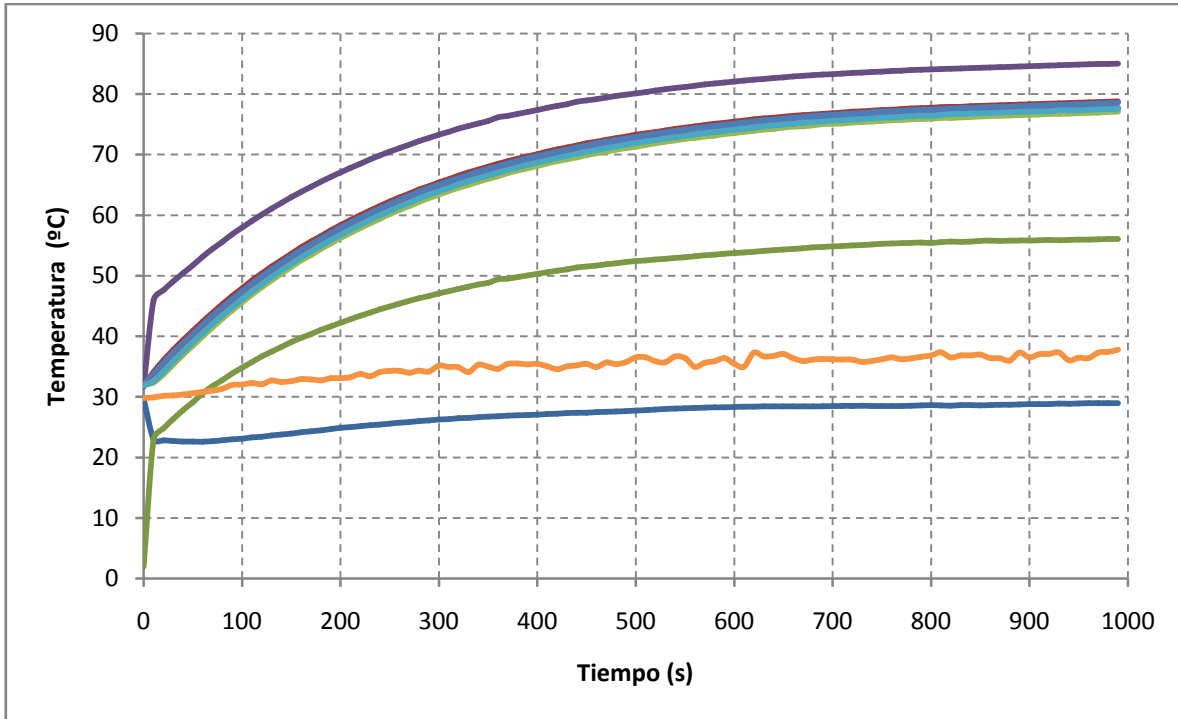


Figura 6.10 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 10 V

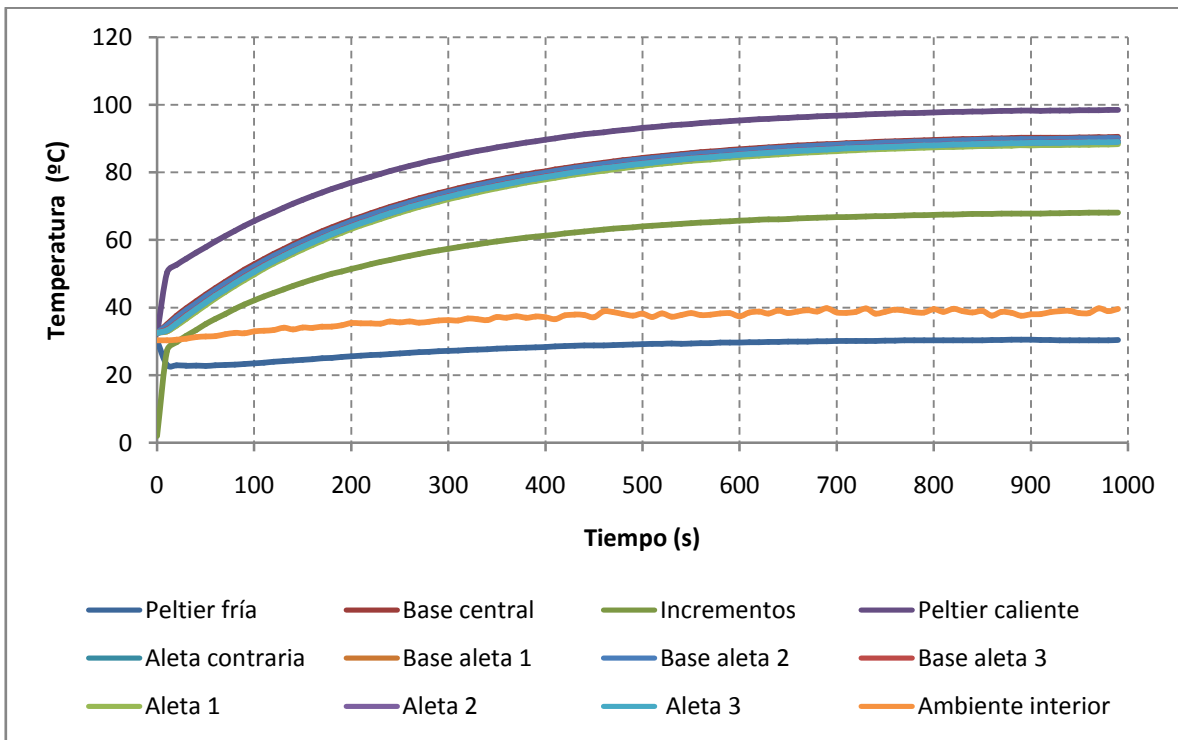


Figura 6.11 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V

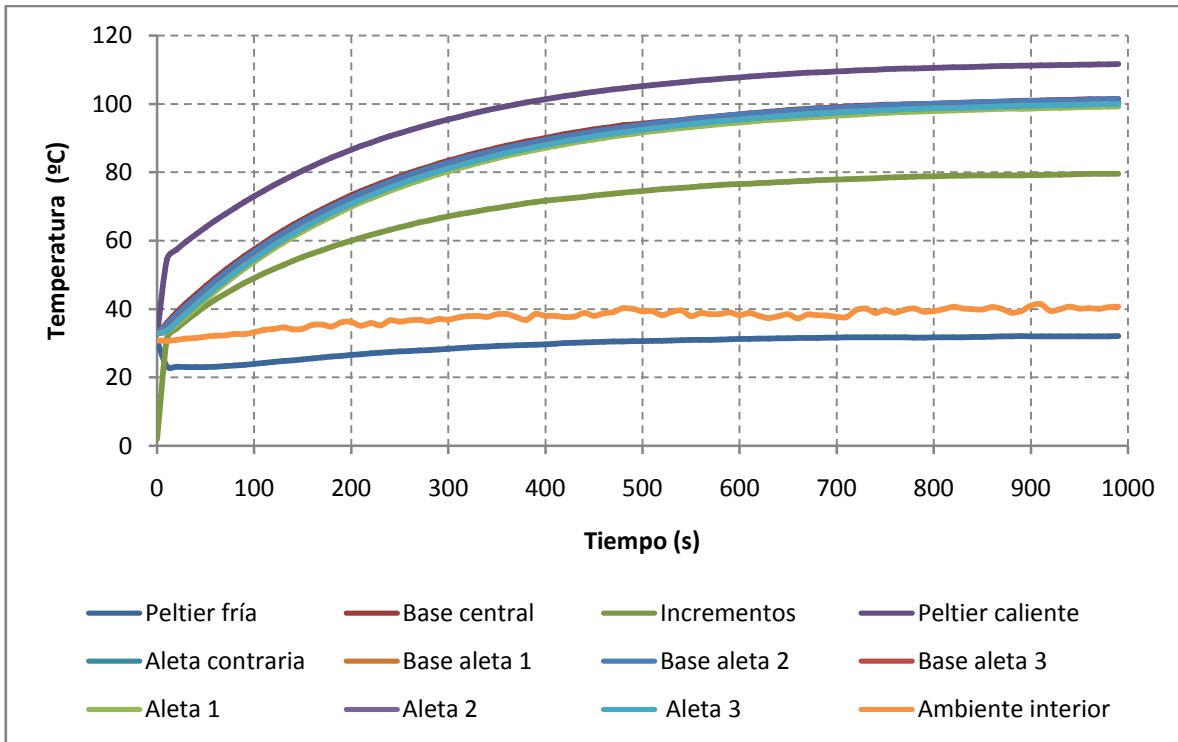


Figura 6.12 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 14 V

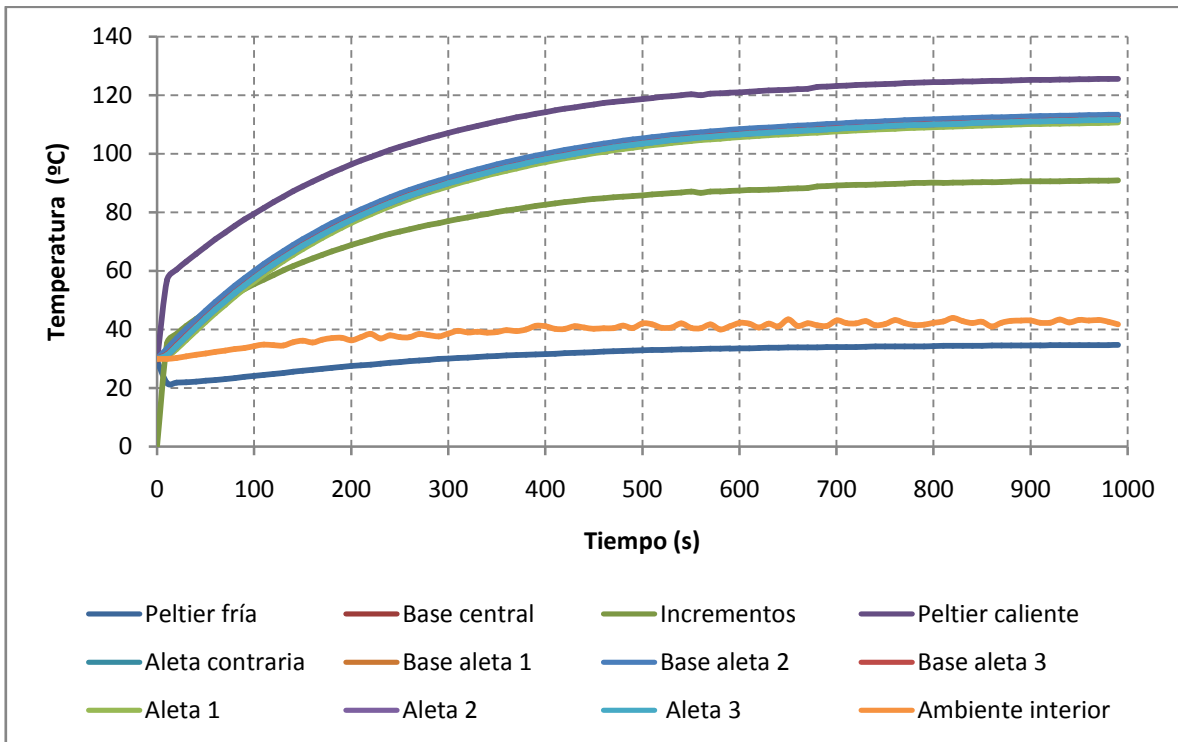


Figura 6.13 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 16 V

DISIPADOR COLOCADO EN POSICIÓN VERTICAL

Para colocar el disipador en posición vertical tuvimos que pasar una cuerda por la rendija interior tal y como se observa en la siguiente imagen. Realizamos un pequeño nudo ejerciendo presión para que el disipador no se moviera de su posición.

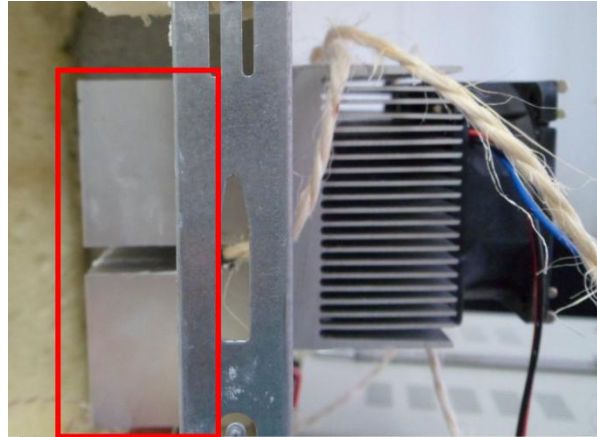


Figura 6.14 Disipador colocado en posición vertical

Las gráficas correspondientes a este caso son:

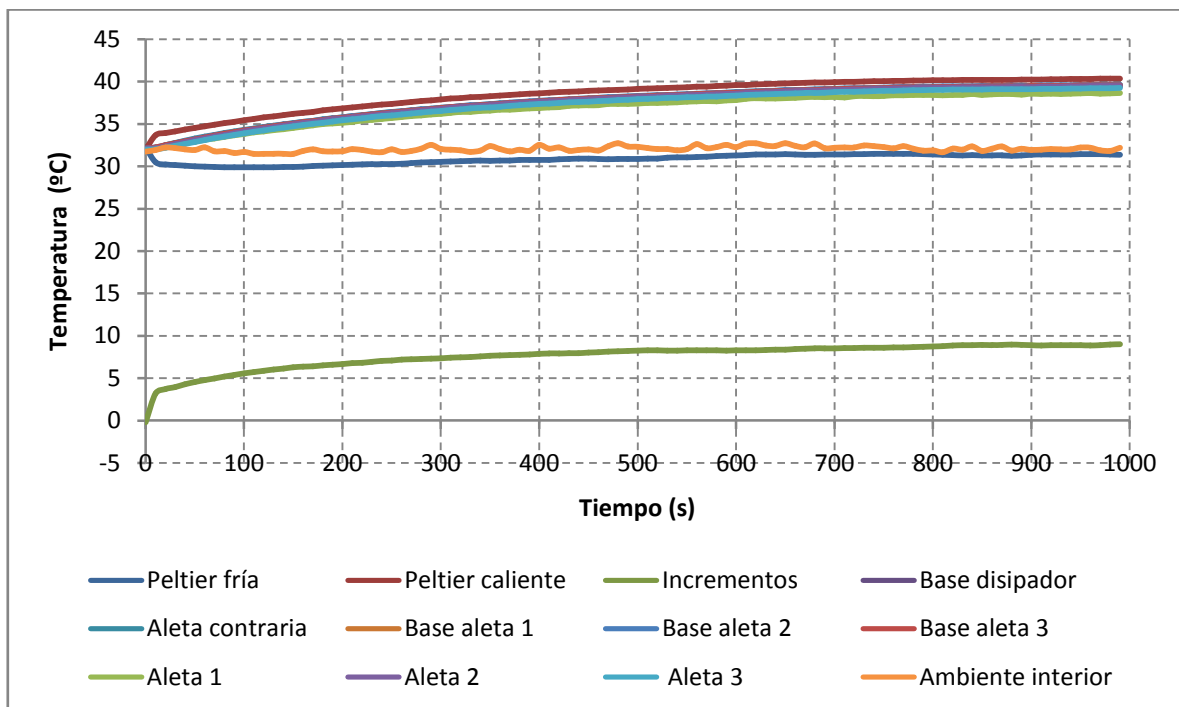


Figura 6.15 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 2 V

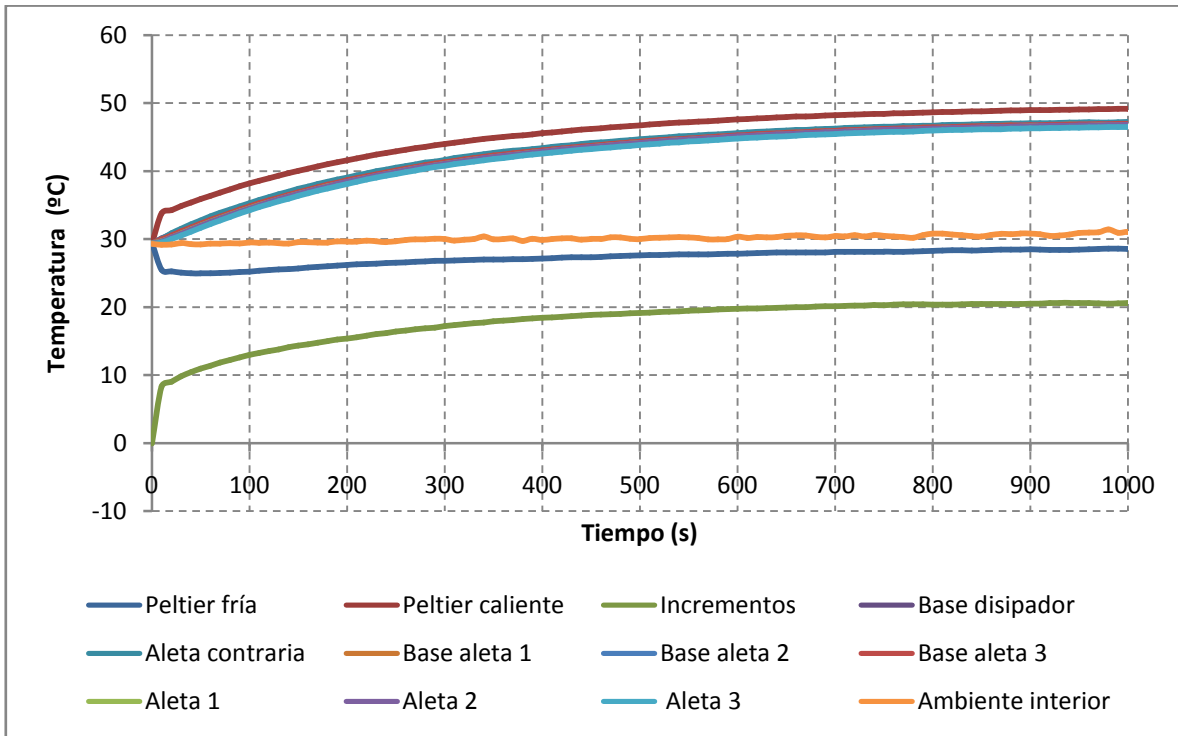


Figura 6.16 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 4 V

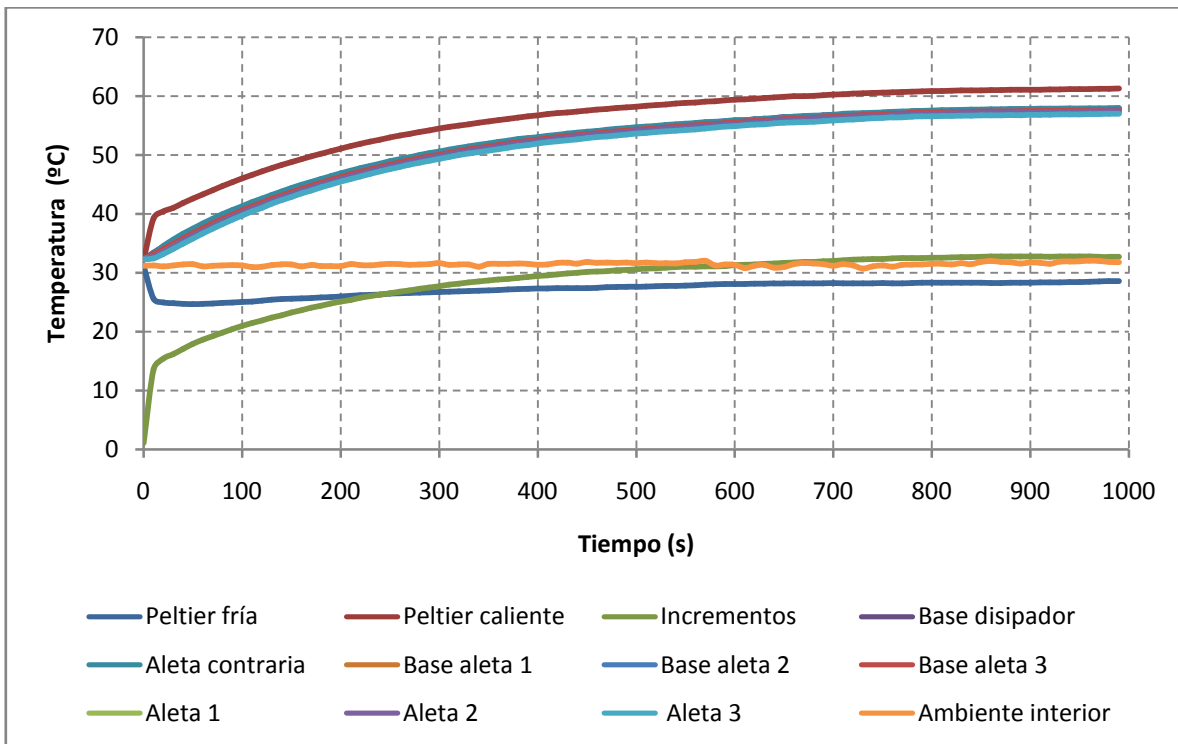


Figura 6.17 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 6 V

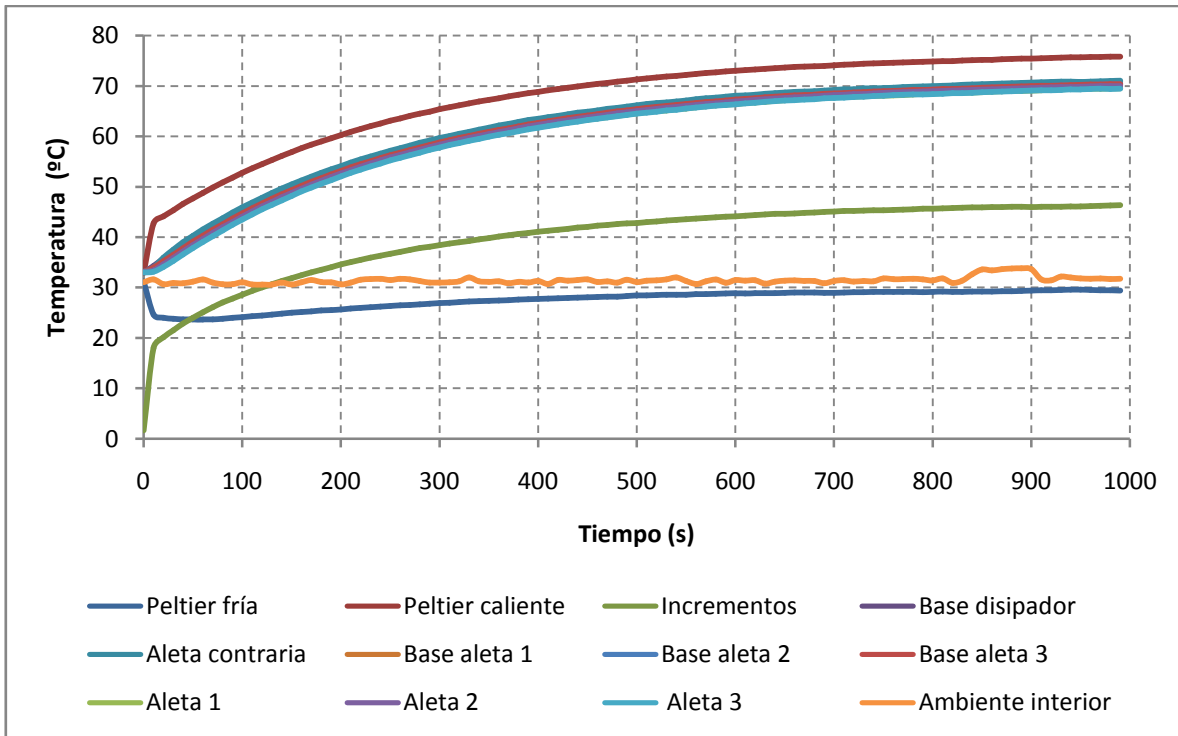


Figura 6.18 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 8 V

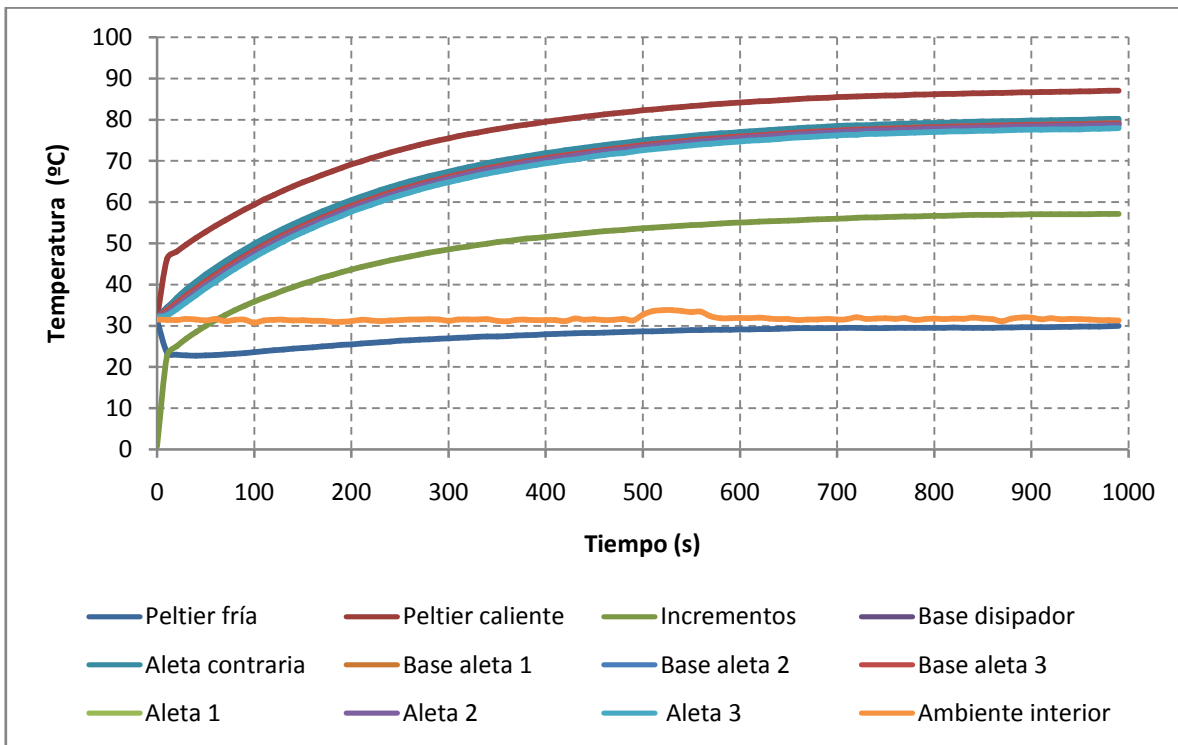


Figura 6.19 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 10 V

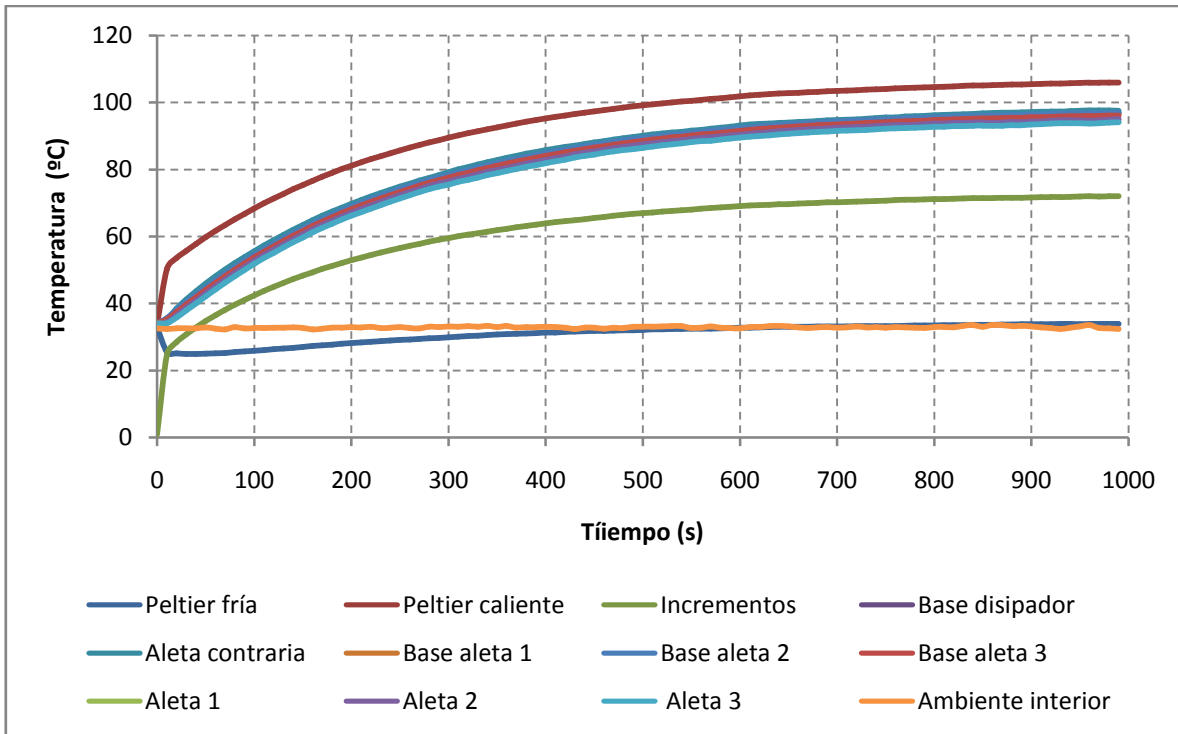


Figura 6.20 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V

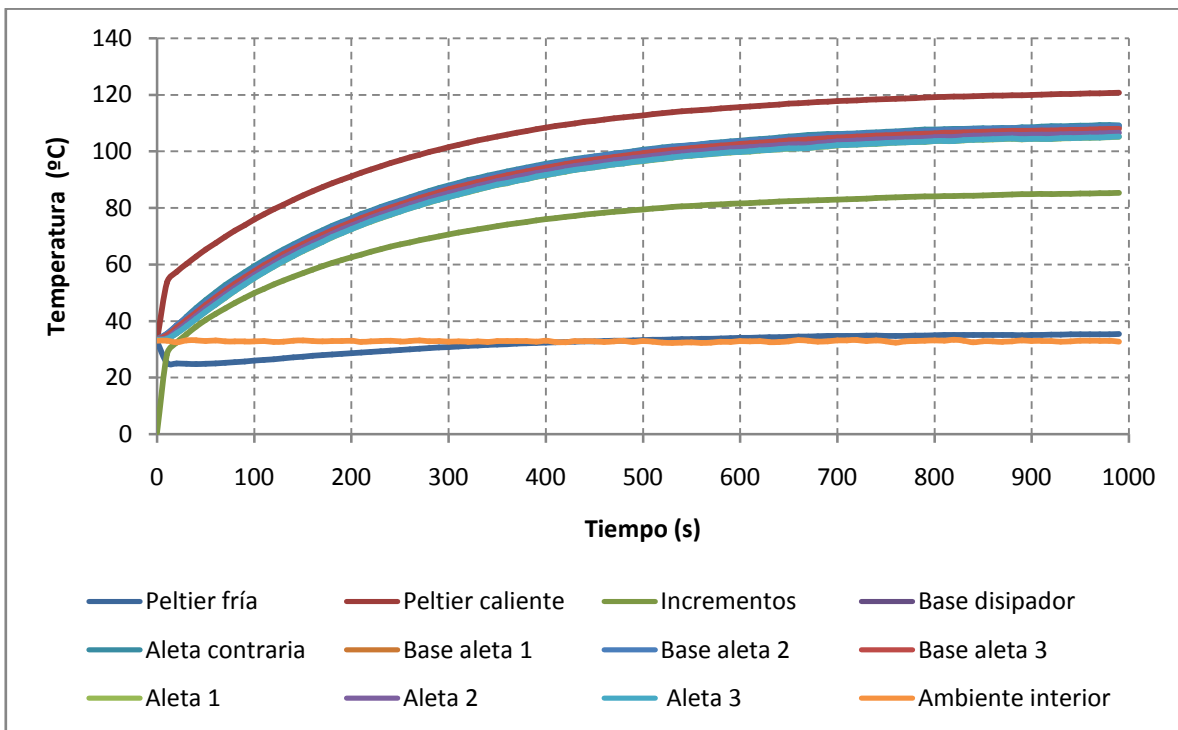


Figura 6.21 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 14 V

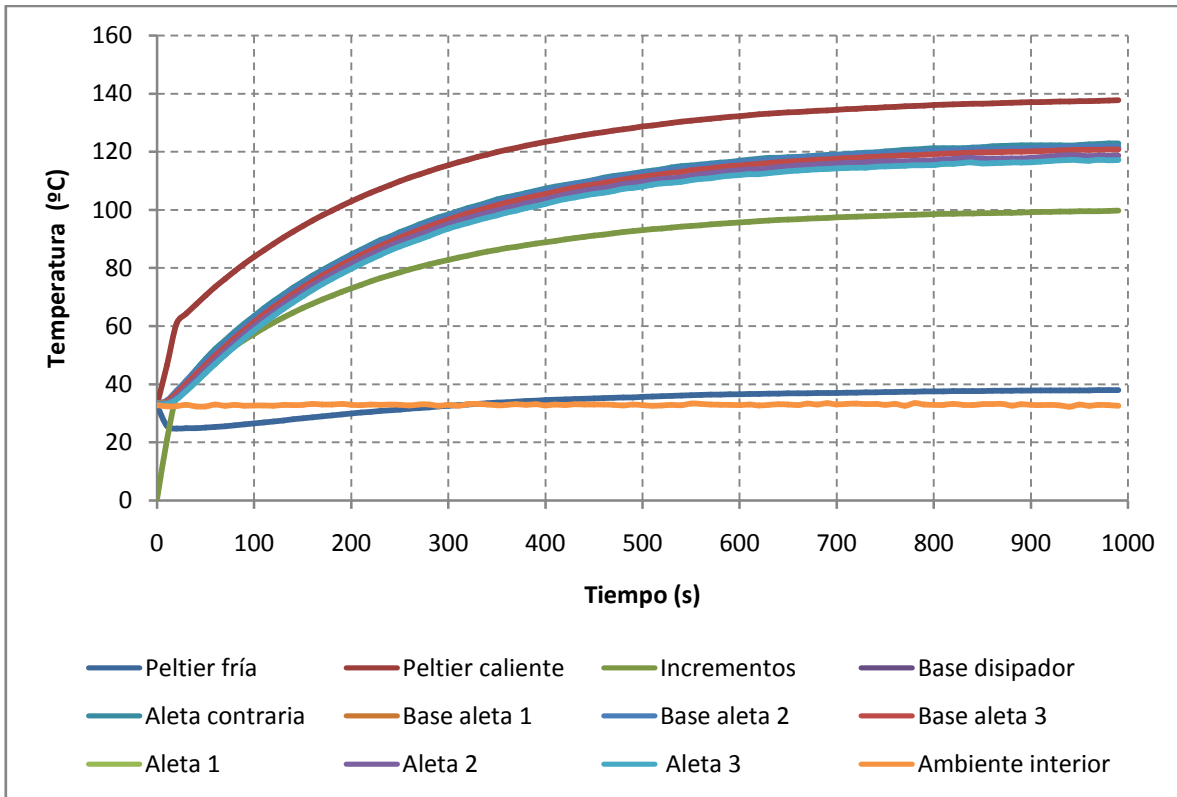


Figura 6.22 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 16 V

6.1.2 Conclusiones

En las gráficas anteriores se observa claramente como conforme vamos aumentando el voltaje, la temperatura de la cara caliente y del disipador van aumentando.

A continuación explicaremos el comportamiento observado de cada termopar. Para ello escogeremos de ejemplo la figura 6.22

En la gráfica se observa como la cara caliente de la Peltier va aumentando su temperatura hasta llegar casi a 140 °C. Mientras tanto la temperatura de la cara fría va disminuyendo hasta llegar a un mínimo para empezar a aumentar y estabilizarse.

Este fenómeno es debido a que la cara caliente sube tanto de temperatura que provoca un aumento relativo de temperatura en la cara fría. Podemos observarlo en la línea azul "Peltier fría" que hay un descenso durante 15-20 segundos para luego subir hasta estabilizarse en una temperatura. El resto de termopares colocados en el disipador como mucho poseen una diferencia de 5 °C para un instante determinado, y estas diferencias son para elevados voltajes, ya que en bajos voltajes tenemos menor diferencia, por lo que podemos considerar nuestro disipador como un bloque isoterma para futuros cálculos.

A continuación expondré el caso más representativo y explicaré las diferencias que se observan. Para ello voy a comparar el caso del disipador 1 para 12 V colocado horizontalmente con el caso en el que está colocado verticalmente. Para poder ver fácilmente las diferencias entre ambos casos se vuelven a poner a continuación ambas gráficas:

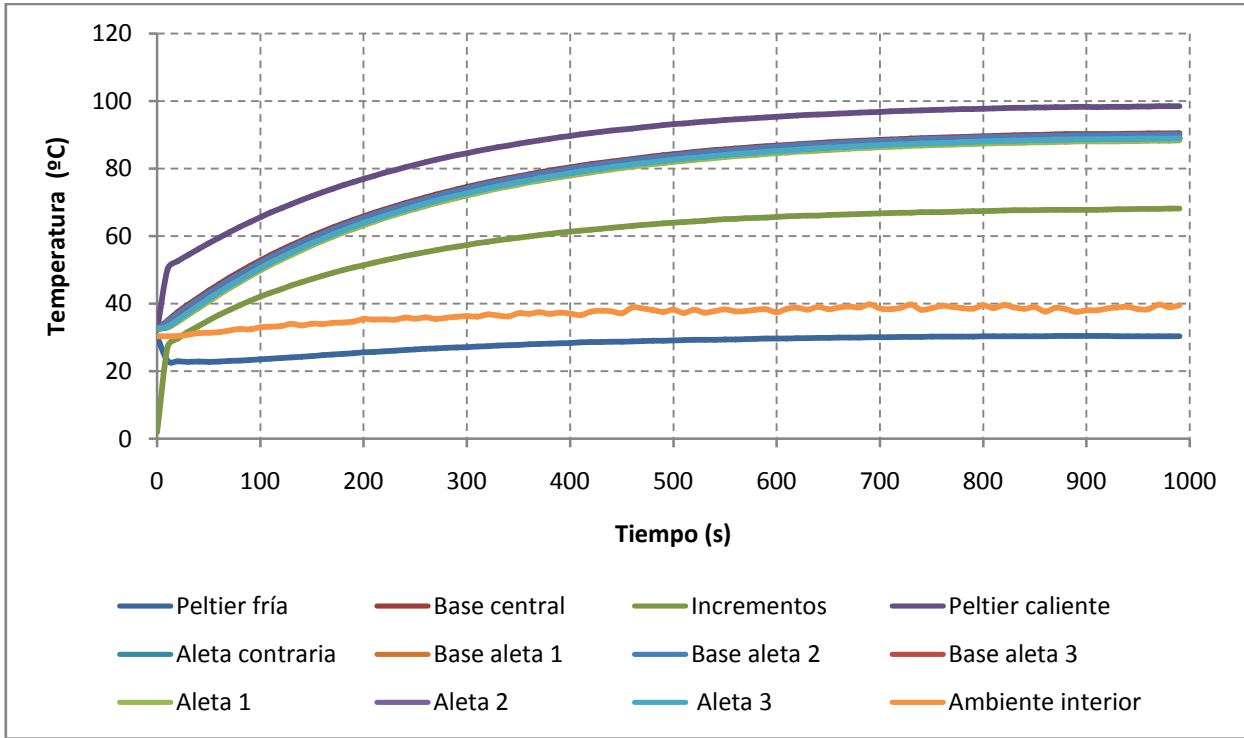


Figura 6.23 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V para el caso del disipador 1 colocado horizontalmente

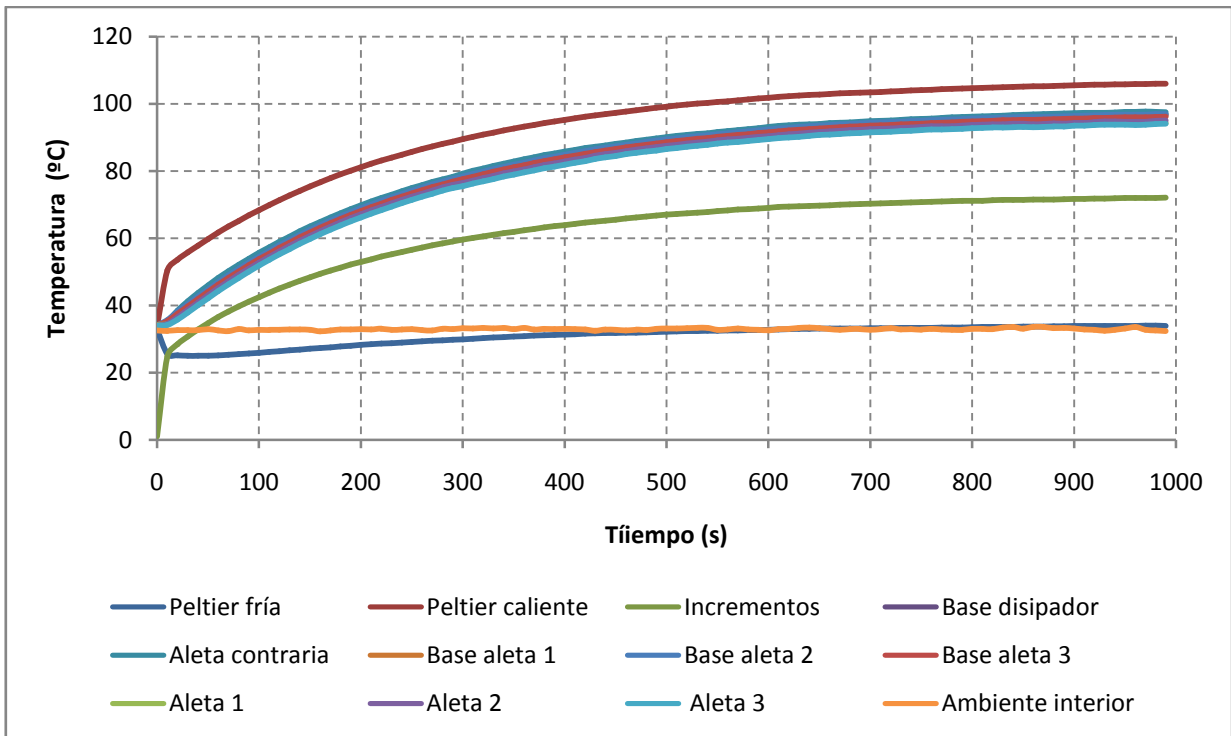


Figura 6.24 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V para el caso del disipador 1 colocado verticalmente.

Si nos fijamos en las figuras 6.23 y 6.24 podemos ver claramente que el disipador colocado en posición vertical se calentará más que si lo colocáramos en posición horizontal. Los valores de las temperaturas de las aletas son para el primer caso alrededor de 88 °C mientras que para el segundo caso obtenemos temperaturas superiores a 94 °C. En cuanto a la serie “Incrementos”, que es la diferencia entre la Peltier caliente y la Peltier fría, tenemos que para el primer caso hay una diferencia máxima de 68 °C mientras que para el segundo observamos una diferencia de 72 °C.

Otra diferencia a considerar es que el ambiente en el primer caso llega hasta los 40 °C mientras que en el segundo apenas llega a 34 °C. Esta gran diferencia es debida a que los experimentos se llevaron a cabo a diferentes horas del día, y por lo tanto la temperatura del laboratorio influyó enormemente en nuestros datos. Lo normal hubiese sido que la diferencia en la temperatura interior de la caja no variase más de 2 °C entre ambos casos.

6.2. Disipador 2

El disipador 2 posee algunas diferencias geométricas respecto al disipador 1. La primera diferencia observable es que el disipador 1 poseía una ranura en el centro que hacía que las aletas estuvieran cortadas por la mitad. En este caso el disipador es un bloque más grande y más pesado que el caso anterior. Desde un punto de vista aproximado, ya podríamos decir que al tener mayor superficie disipará con mayor facilidad el calor. Esta hipótesis la contrastaremos en el capítulo 8, cuando calculemos el coeficiente de película para convección.

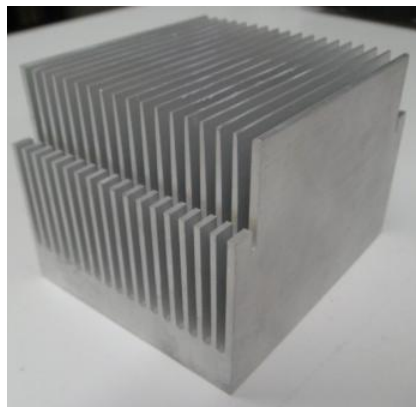
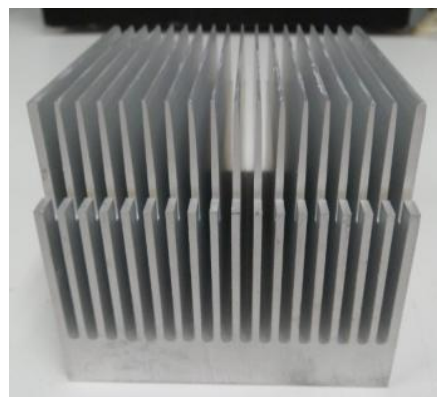


Figura 6.25 Vista isométrica del disipador



6.26 Vista lateral del disipador

Tal y como hemos hecho en el apartado anterior para el disipador 1, repetimos el mismo procedimiento para este elemento. En primer lugar tenemos una imagen en la que podemos observar 8 termopares, que tienen la misma función que en el caso anterior.

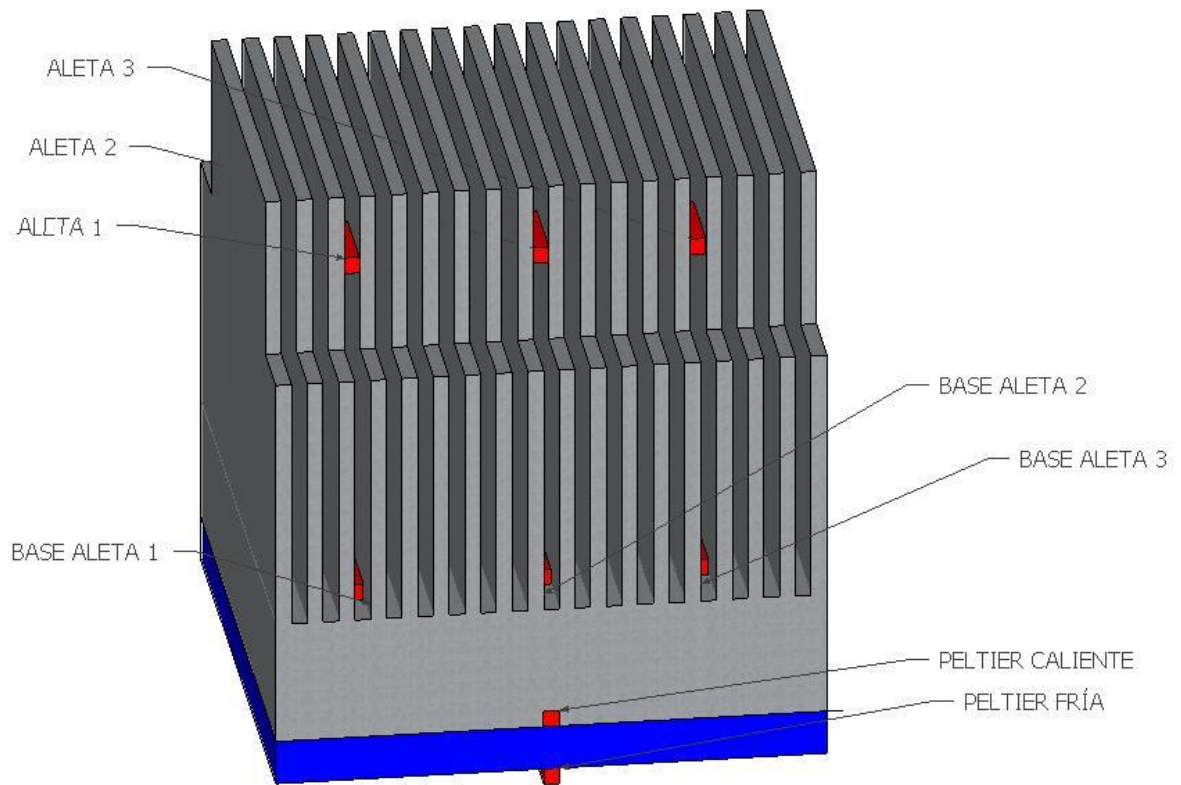


Figura 6.27 Disipador con termopares

A continuación tenemos una vista de planta en la que la única novedad respecto a la imagen anterior es el termopar "Aleta contraria" con el que comprobaremos si el disipador se puede considerar como un bloque isoterma.

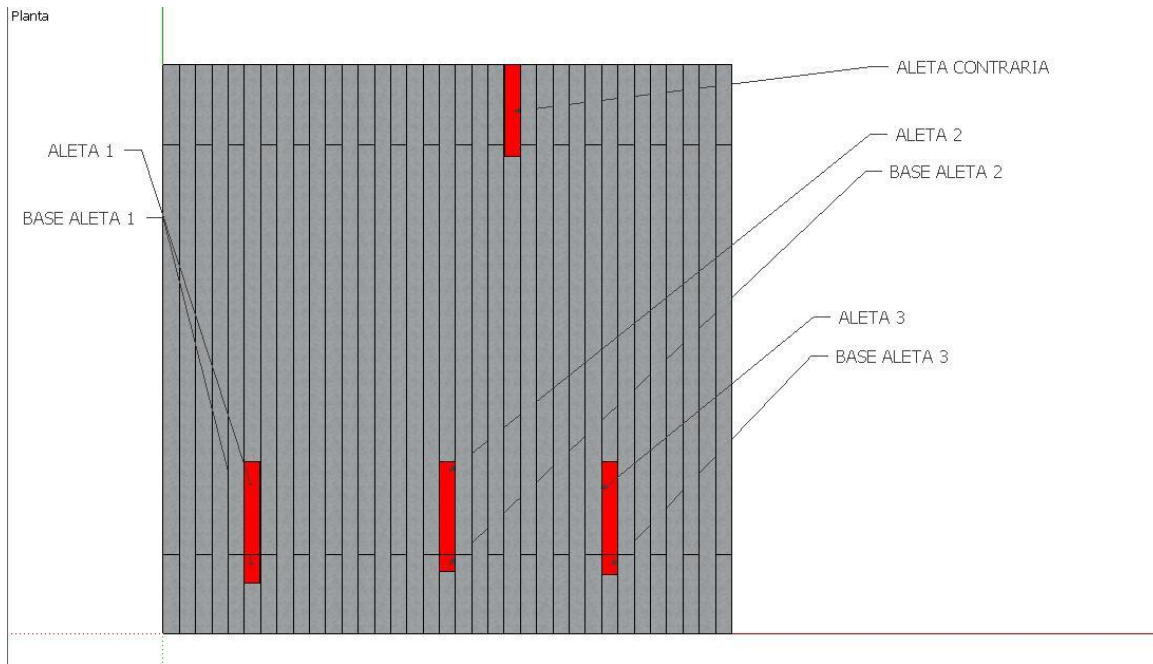
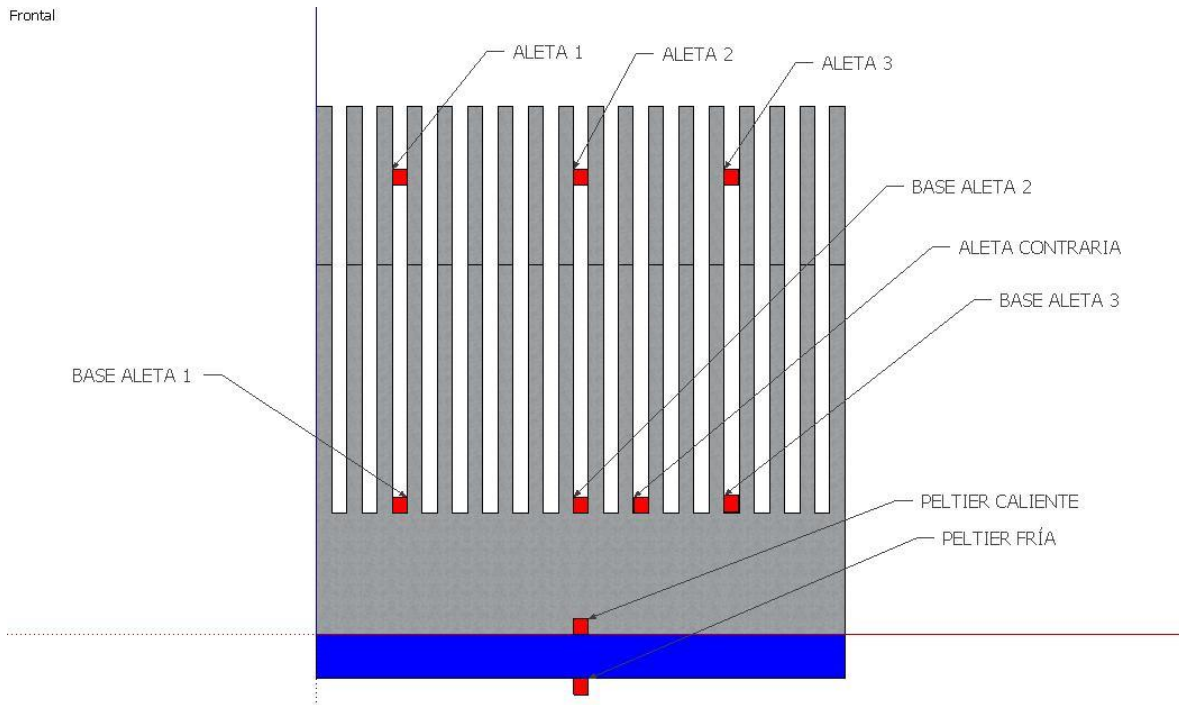


Figura 6.28 Vista de planta del disipador

Por último tenemos una vista frontal en la que se observa la posición relativa entre todos los termopares.



6.29 Vista frontal del disipador



6.2.1 Resultados

A continuación vienen todas las gráficas asociadas a este disipador, en primer lugar cuando el disipador estaba en posición horizontal, seguido de la situación en la que se encontraba en posición vertical.

DISIPADOR COLOCADO EN POSICIÓN HORIZONTAL

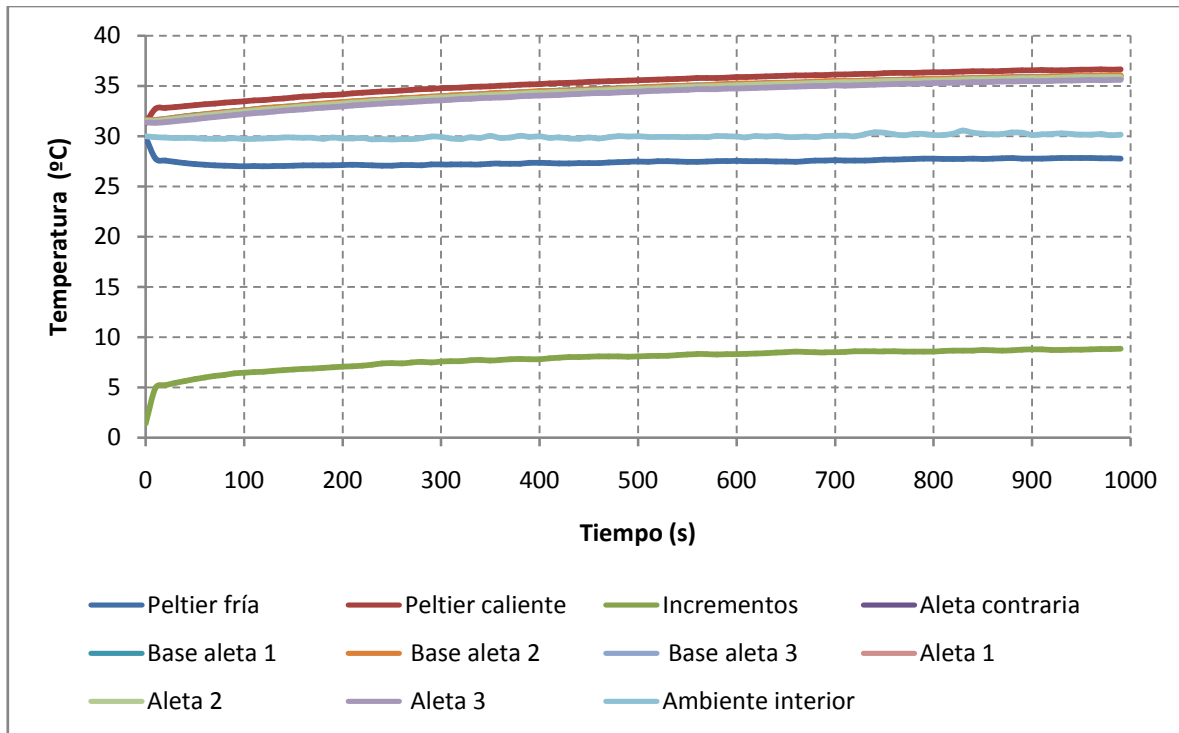


Figura 6.30 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 2 V

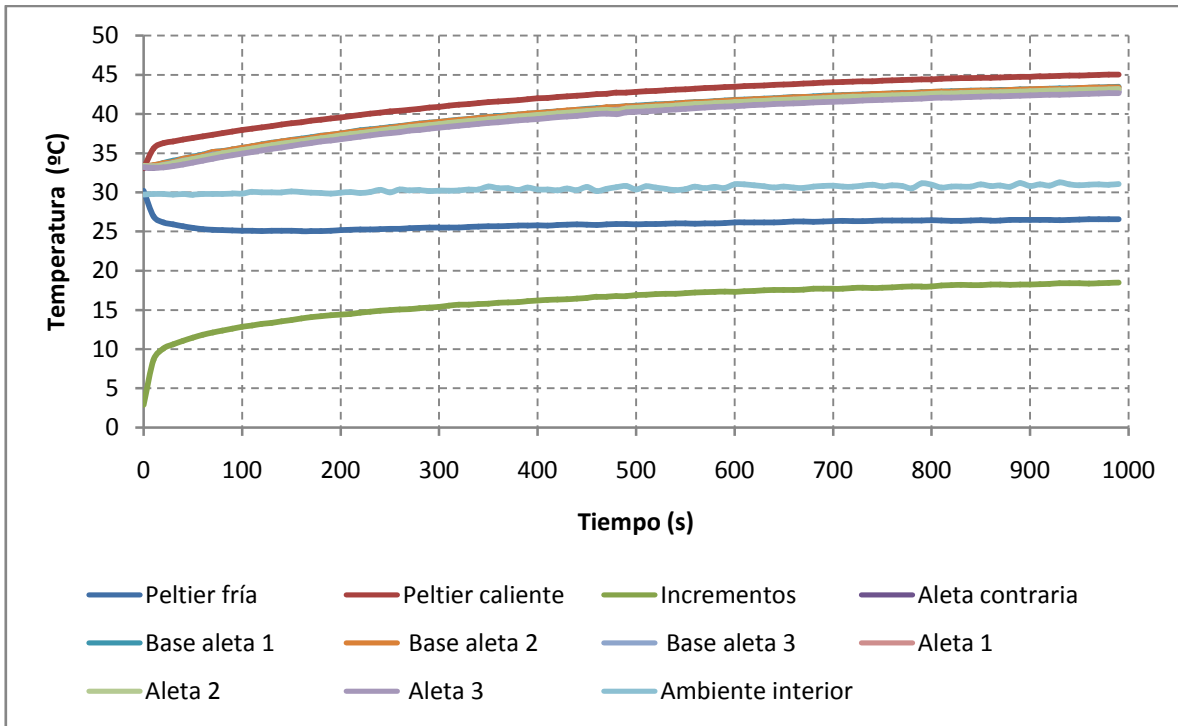


Figura 6.31 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 4 V

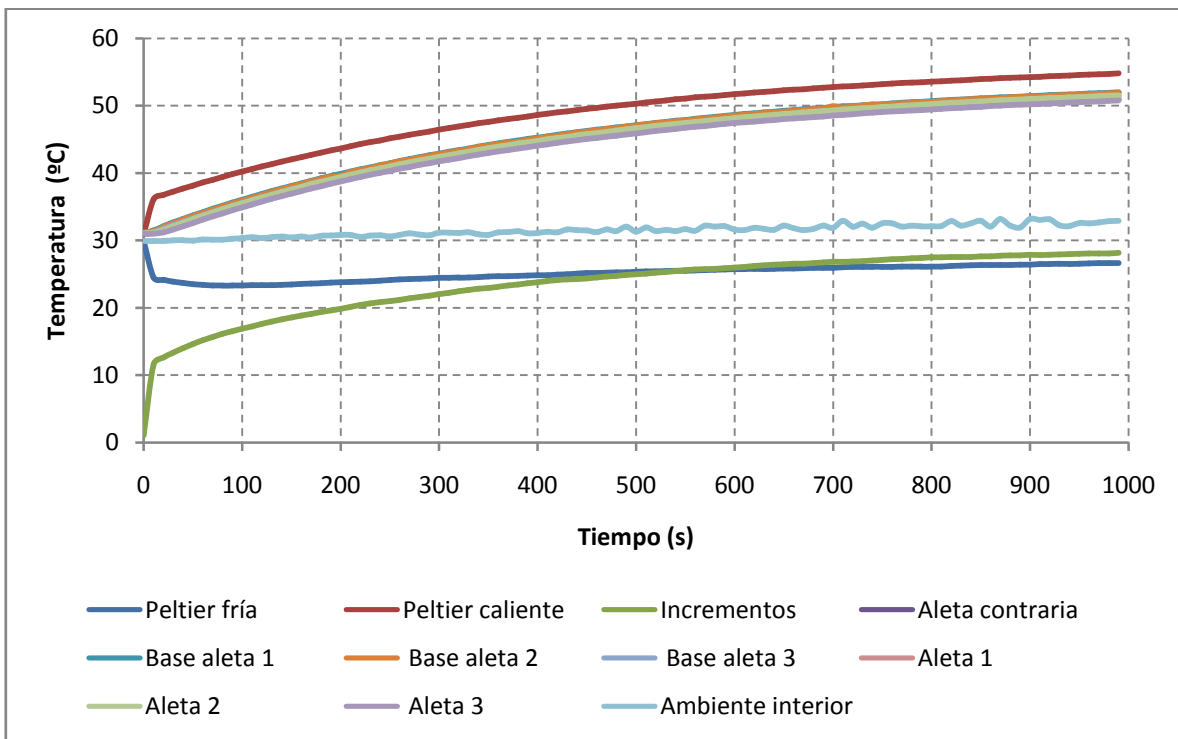


Figura 6.32 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 6 V

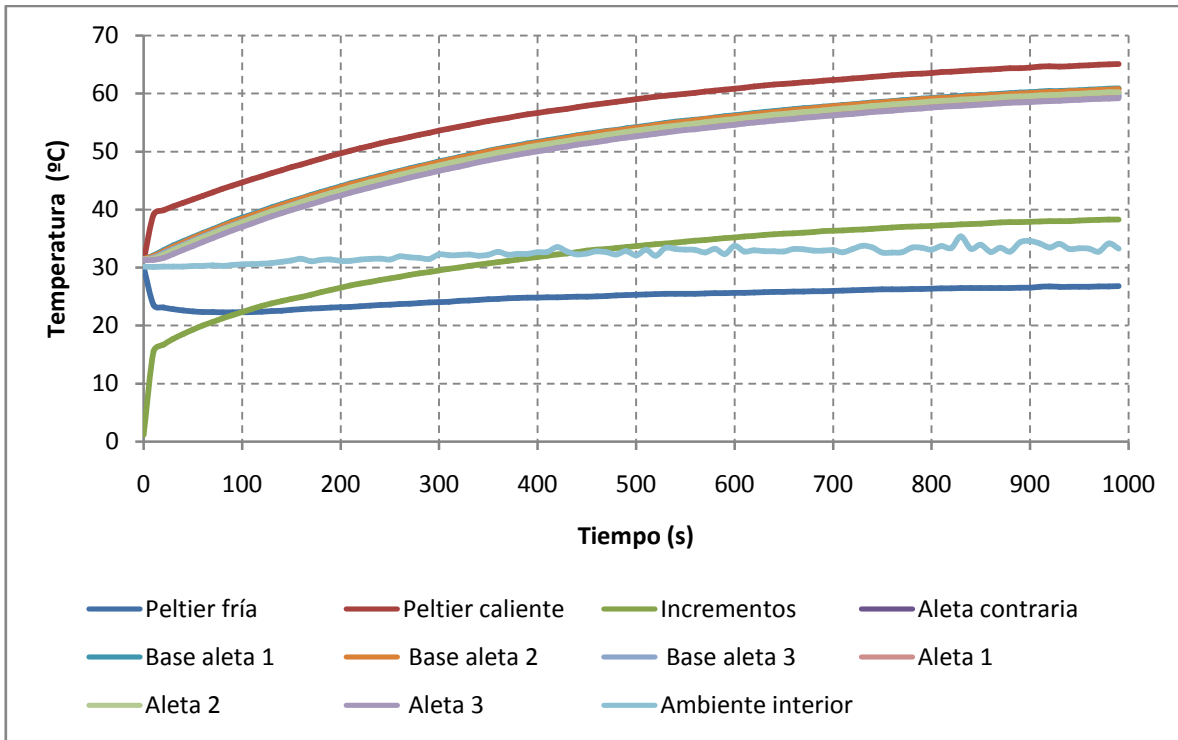


Figura 6.33 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 8 V

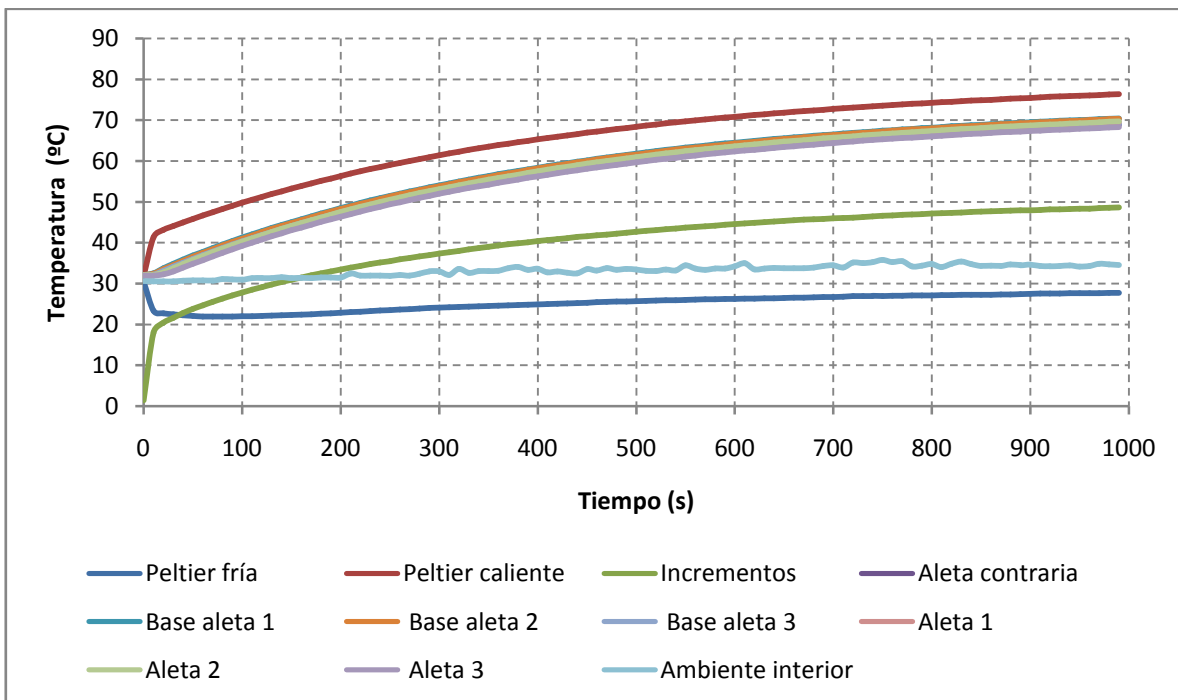


Figura 6.34 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 10 V

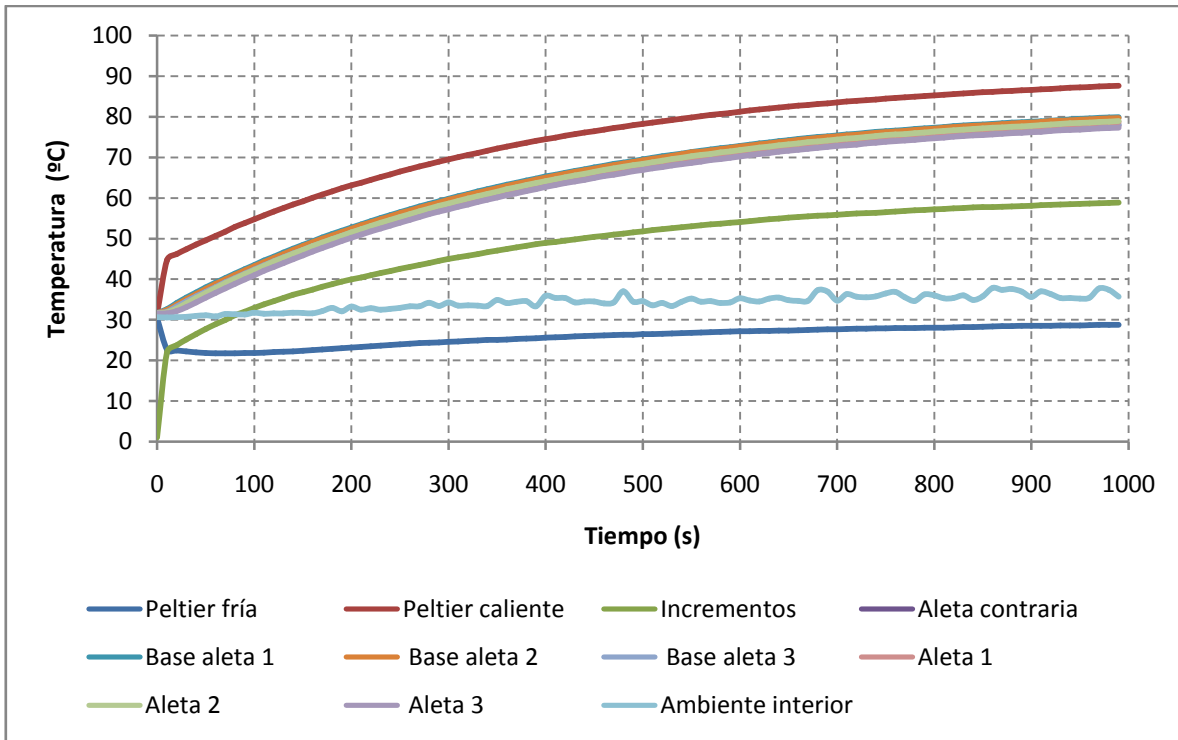


Figura 6.35 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V

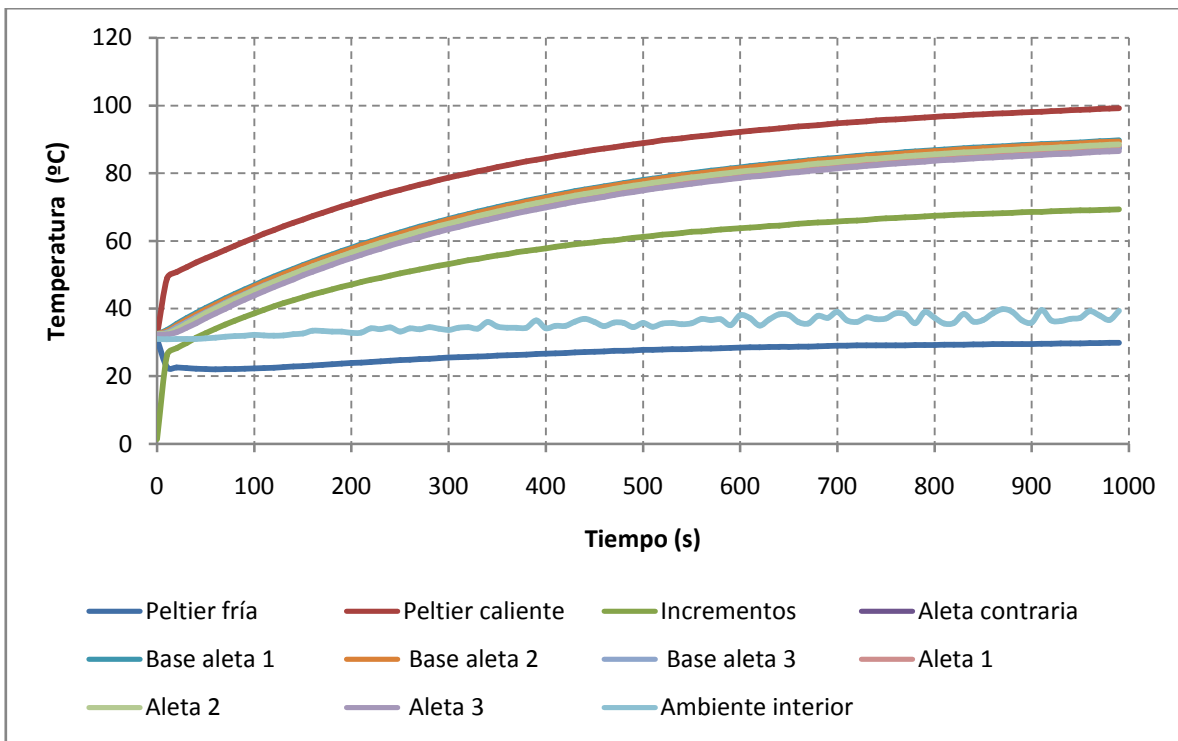


Figura 6.36 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 14 V

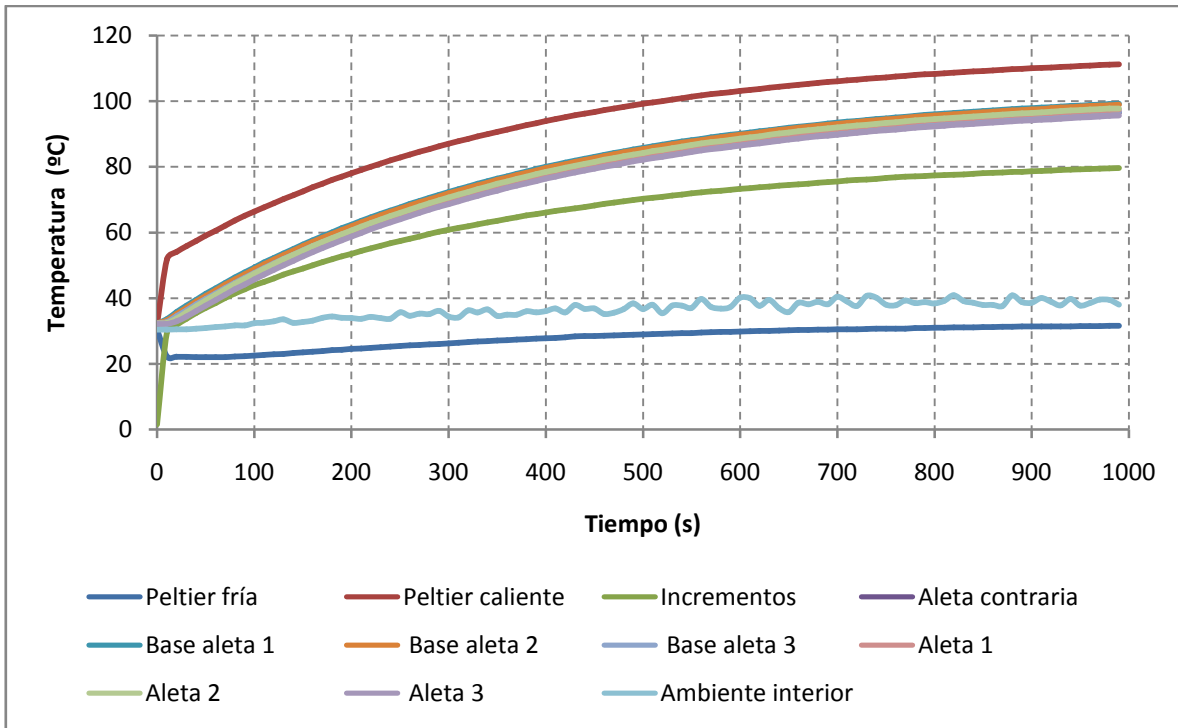


Figura 6.37 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 16 V

DISIPADOR COLOCADO EN POSICIÓN VERTICAL

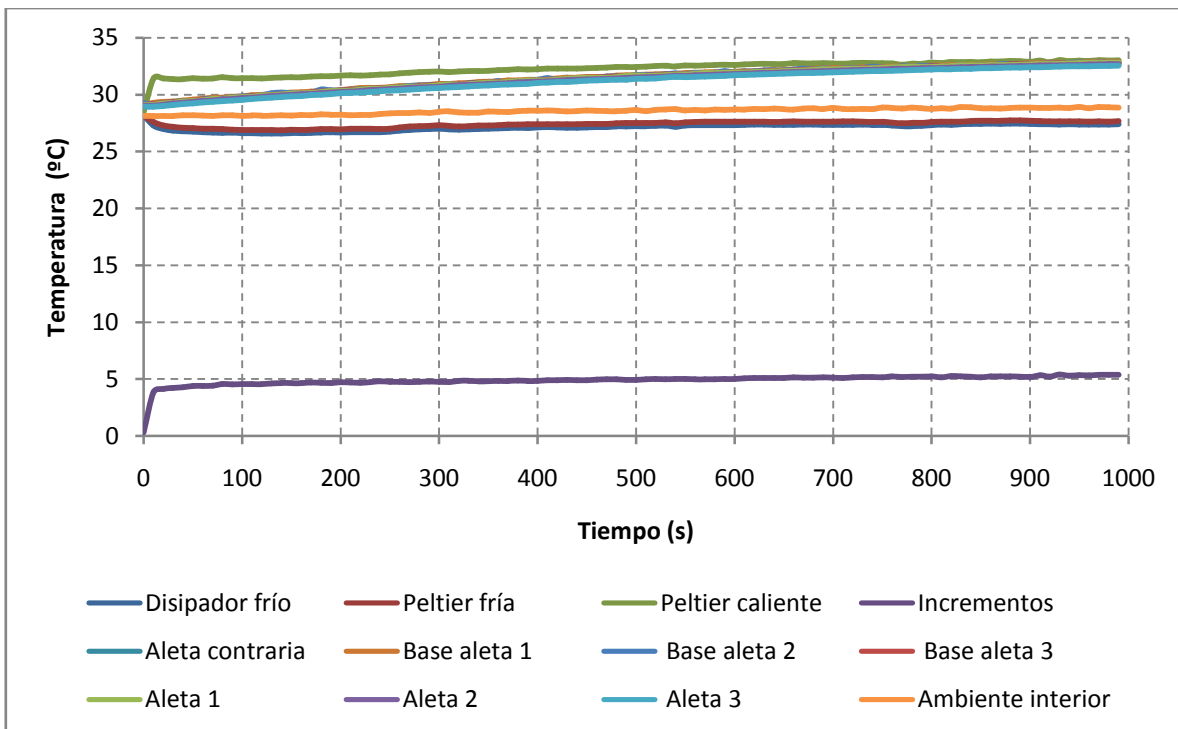


Figura 6.38 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 2 V

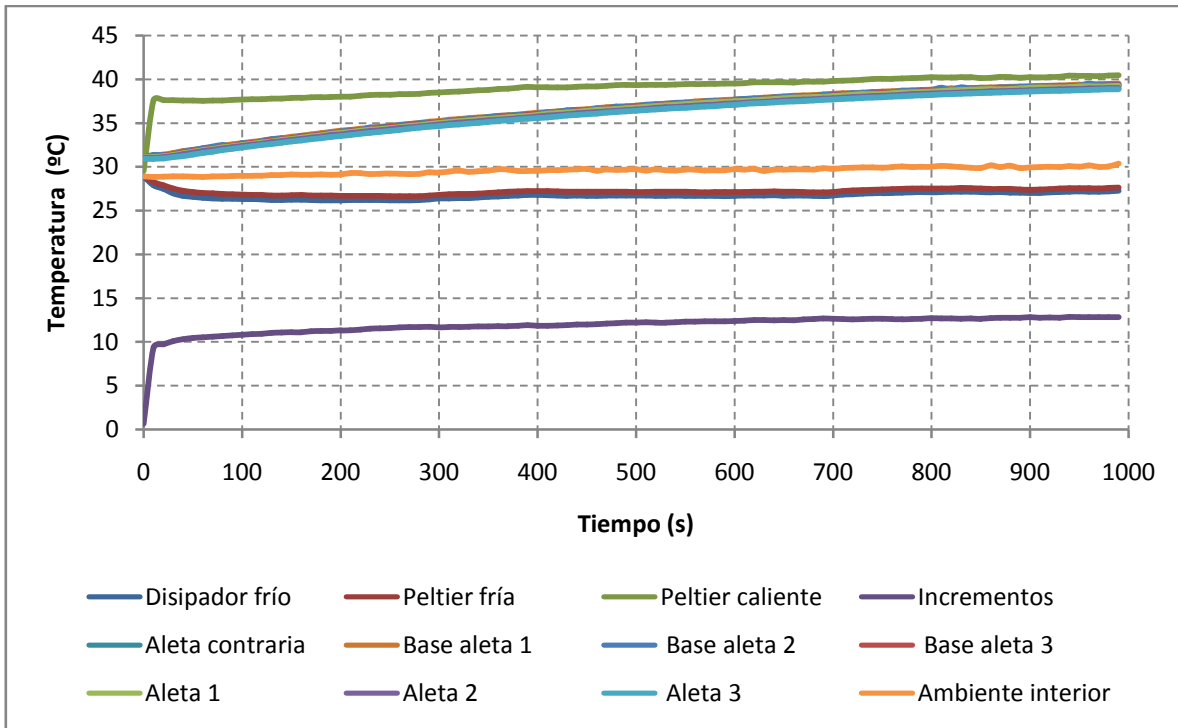


Figura 6.39 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 4 V

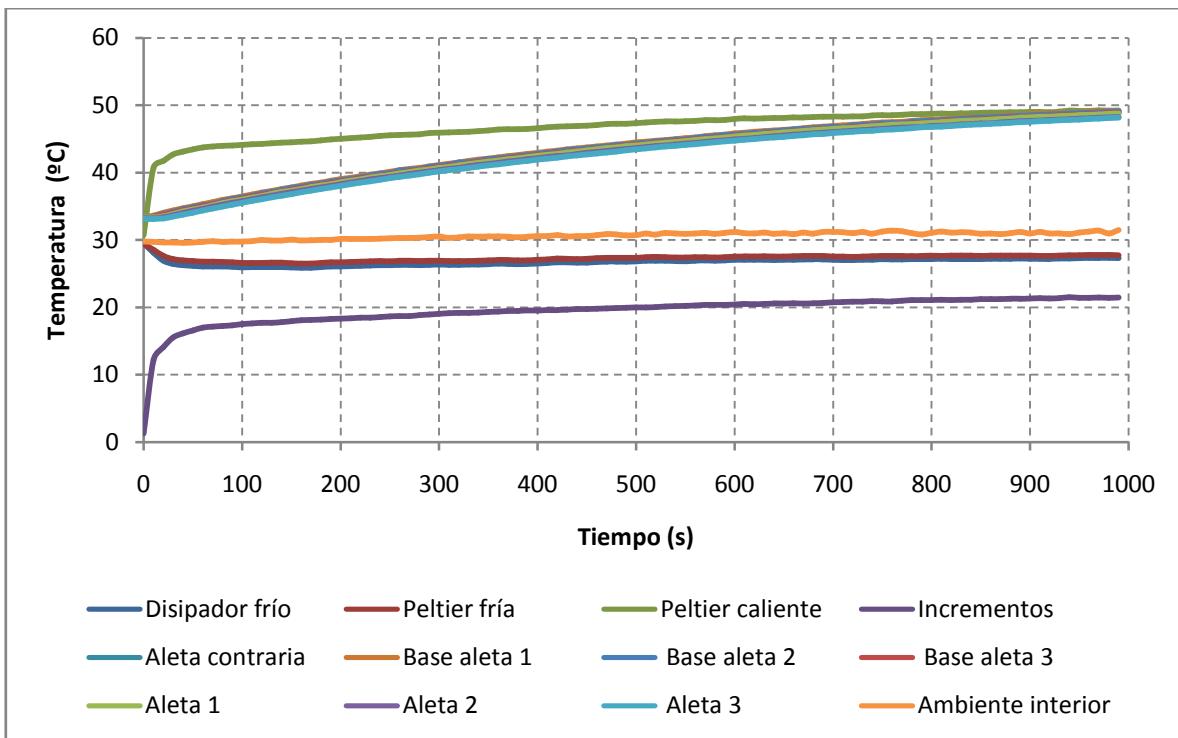


Figura 6.40 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 6 V

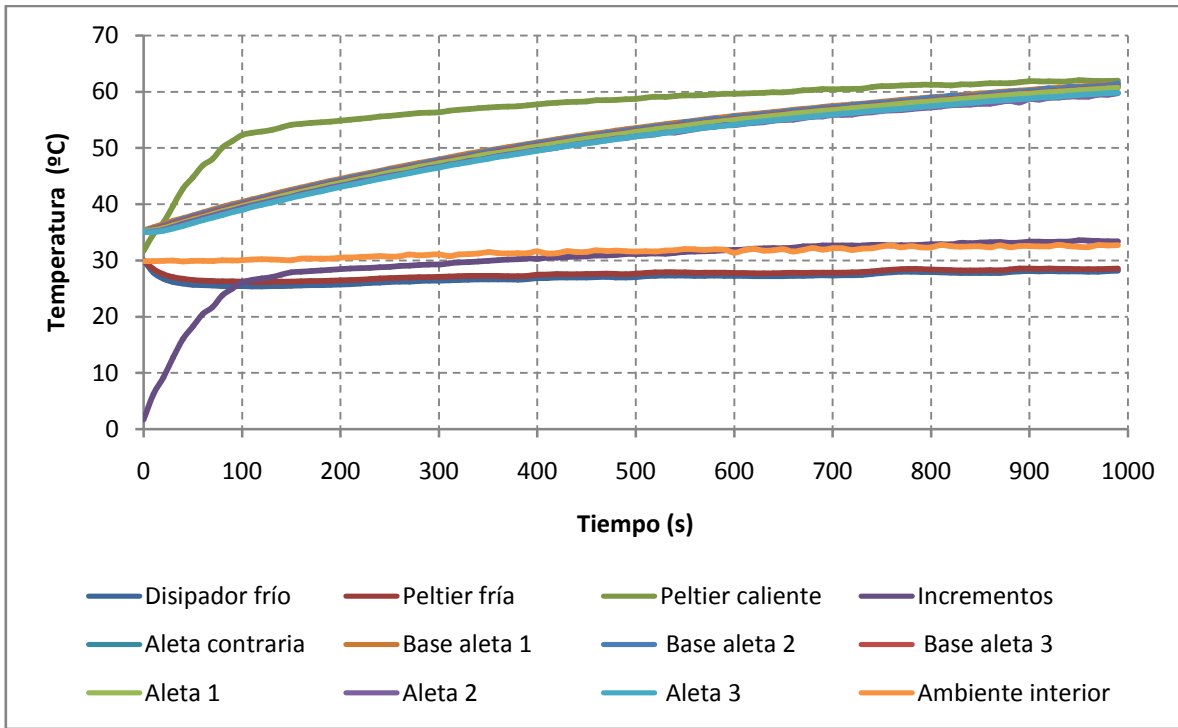


Figura 6.41 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 8 V

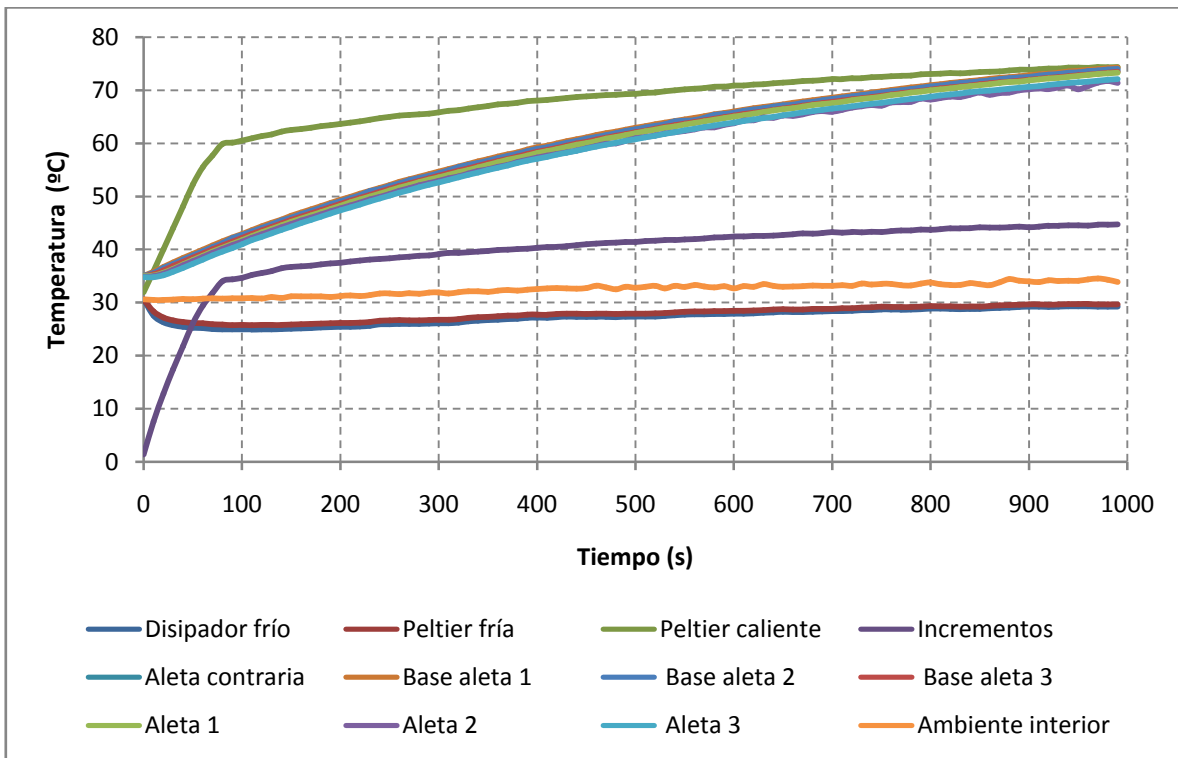


Figura 6.42 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 10 V

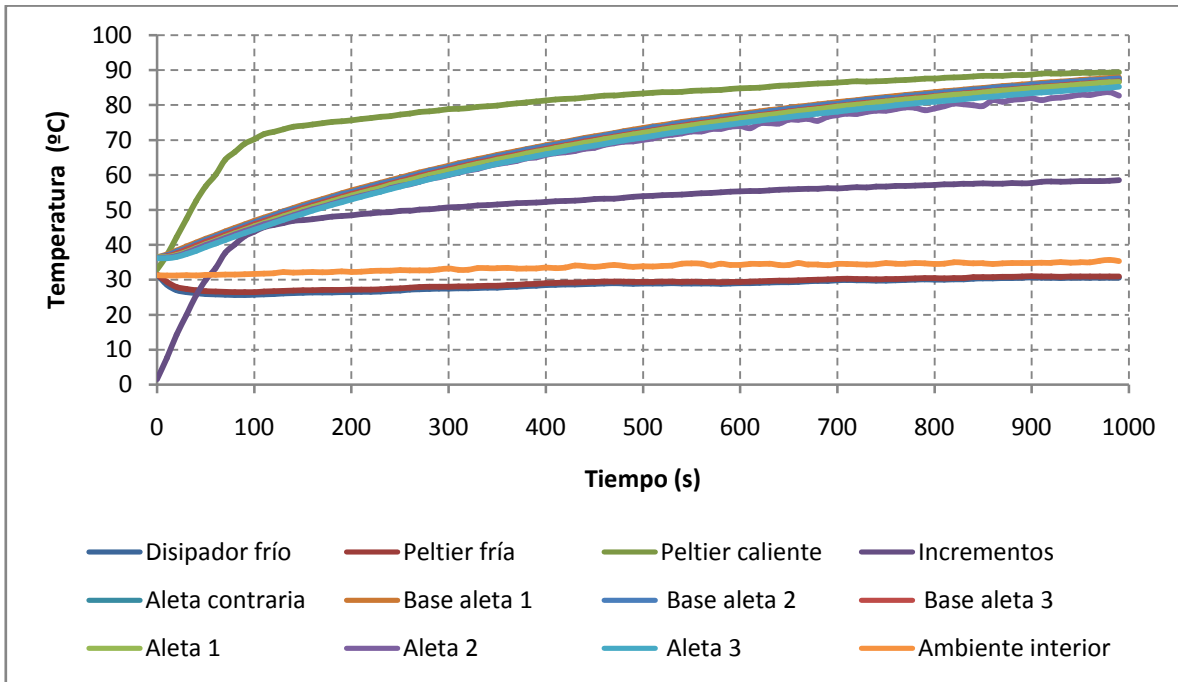


Figura 6.43 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V

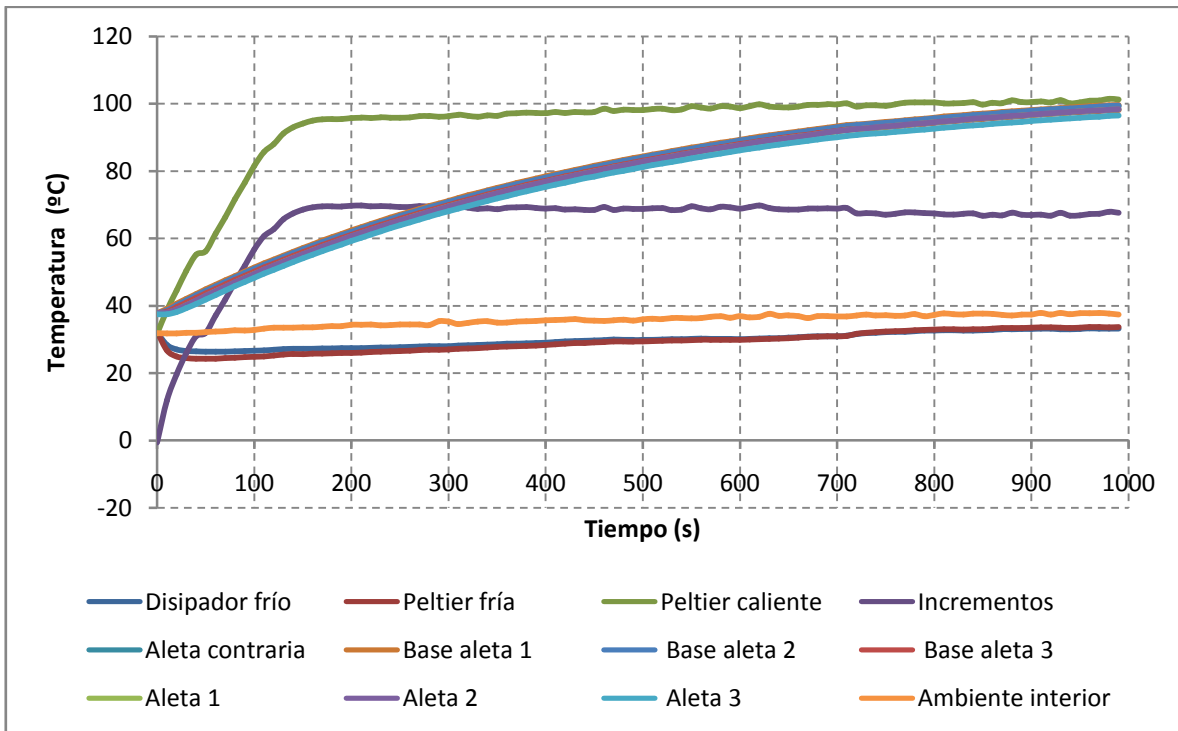


Figura 6.44 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 14 V

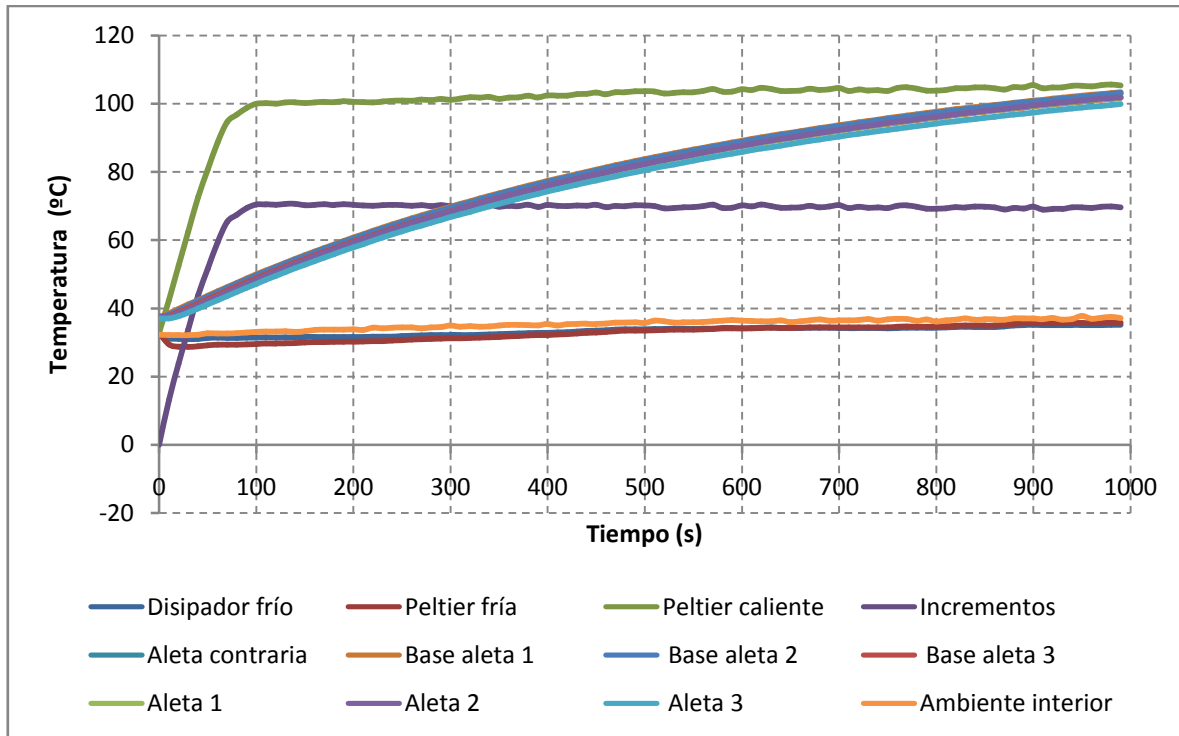


Figura 6.45 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 16 V

6.2.2 Conclusiones

La principal diferencia entre las gráficas de las dos posiciones es que en las gráficas en las que el disipador está colocado verticalmente la subida de la temperatura es mucho más suave que en el otro caso. Esto se debe a que el voltaje lo íbamos aumentando poco a poco hasta llegar al valor buscado, por ejemplo: Se fijaba un valor de 2 V para la fuente de tensión, entonces conectábamos los bornes de la Peltier a la fuente e íbamos aumentando el valor de la tensión poco a poco hasta llegar al valor que buscábamos. Esta forma se puede observar en el segundo caso de este apartado. Los valores en estado estacionario no varían respecto a los del otro caso, pero si la forma de la gráfica en el estado transitorio. Este procedimiento lo utilizamos debido a que si sometíamos directamente la Peltier a altos voltajes se corría el riesgo de que se rompiera, y por eso optamos por la subida gradual del voltaje.

A continuación se van a explicar las diferencias para el caso de 12 V para los casos en los que el disipador está colocado horizontal y verticalmente.

En primer lugar volvemos a poner las gráficas para verlo con una mayor comodidad:

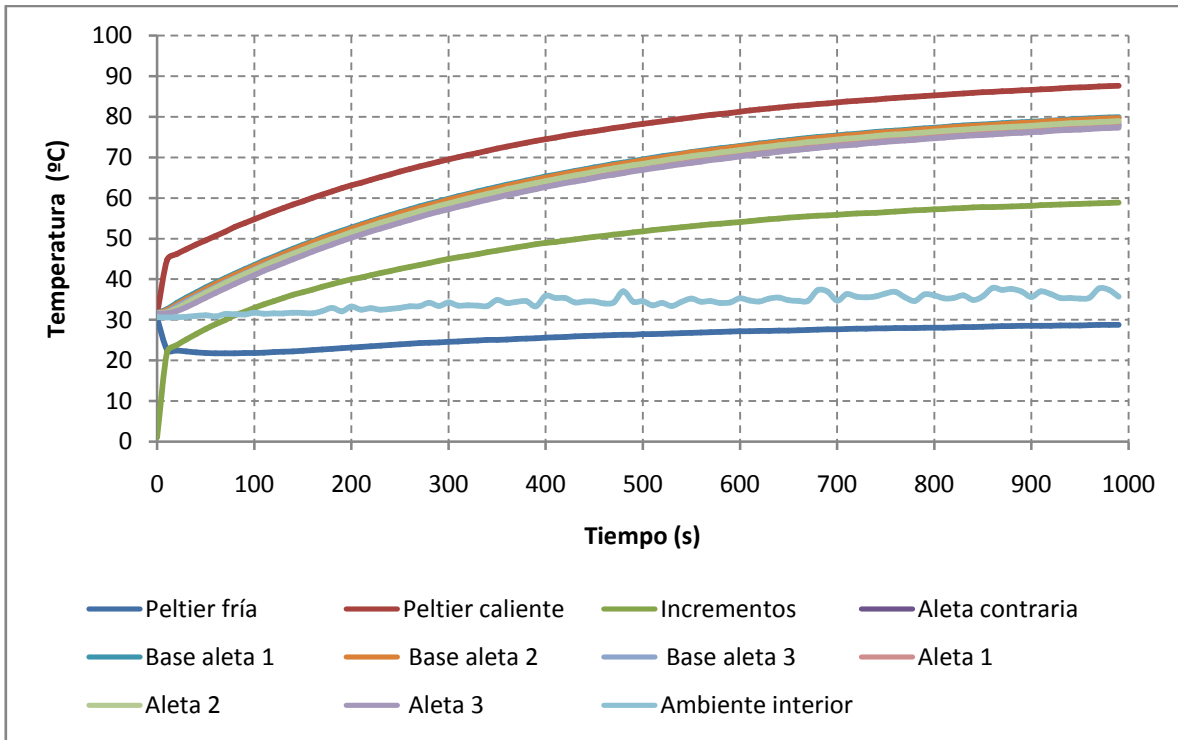


Figura 6.46 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V en el que el disipador está colocado horizontalmente

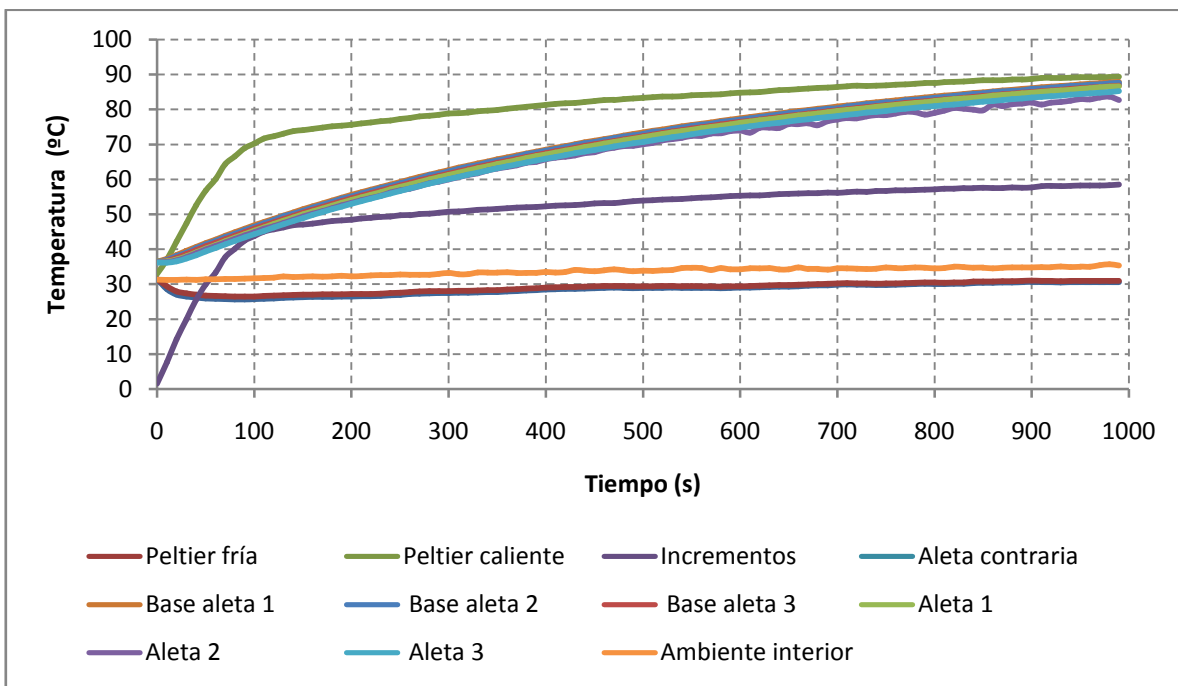


Figura 6.47 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V en el que el disipador está colocado verticalmente



Instrumentación y caracterización de disipadores térmicos

Este disipador presenta analogías respecto al anterior en que las temperaturas que se alcanzan cuando el disipador está colocado en posición vertical son más elevadas que en posición horizontal. El termopar “Ambiente interior” en la figura 6.46 posee un elevado rizado mientras que en la 6.47 es prácticamente constante. Esto es debido a que el termopar fue colocado demasiado cerca del disipador y el propio aire caliente evacuado mediante convección libre desde el disipador pasaba por las cercanías del termopar provocando aumentos y decrementos relativos de la temperatura. En este caso si comparamos la temperatura interior en ambos casos observamos que son muy próximas a pesar del rizado en el primer caso. También podemos comprobar que las diferencias de temperatura entre las aletas no es demasiado elevada (5 °C es el mayor valor observado) por lo que podemos seguir suponiendo que el bloque es totalmente isotermo.

Otra cosa que tienen en común ambos casos es que la diferencia de temperatura entre las caras de la Peltier es prácticamente igual (aproximadamente 58°C). Esto es señal de que el experimento se ha llevado a cabo de una manera correcta, ya que el flujo de calor proporcionado por la Peltier es el mismo en ambos casos, y si hubiésemos obtenido valores que se alejen mucho sería signo de haber cometido algún error en la fase de mediciones.

Capítulo 7. Disipadores bajo convección forzada

En el presente capítulo se expondrán las gráficas correspondientes al caso de convección forzada. Se diferencia del caso de convección libre en que en este caso se colocó un ventilador encima del disipador, facilitando así la extracción del calor de una manera mucho más rápida. Como veremos a continuación las temperaturas que se alcanzan en convección forzada son mucho menores que en convección libre.

7.1. Disipador 1

7.1.1 Resultados

El ventilador encargado de proporcionar un flujo de aire para ventilar las aletas se puede observar en la siguiente figura:

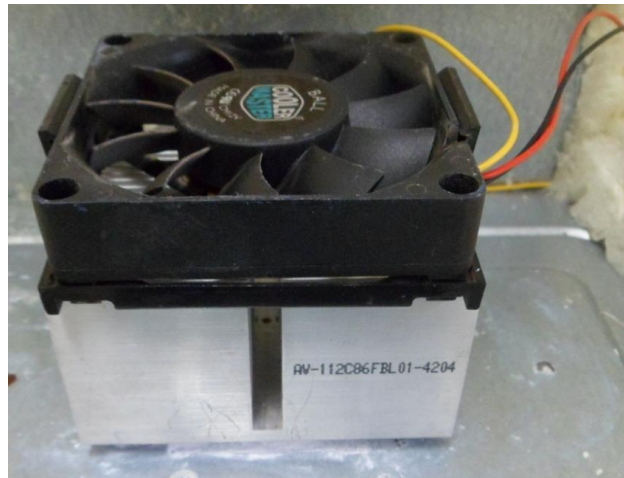


Figura 7.1 Ventilador colocado encima del disipador 1

En primer lugar se presentan las gráficas correspondientes al disipador 1.

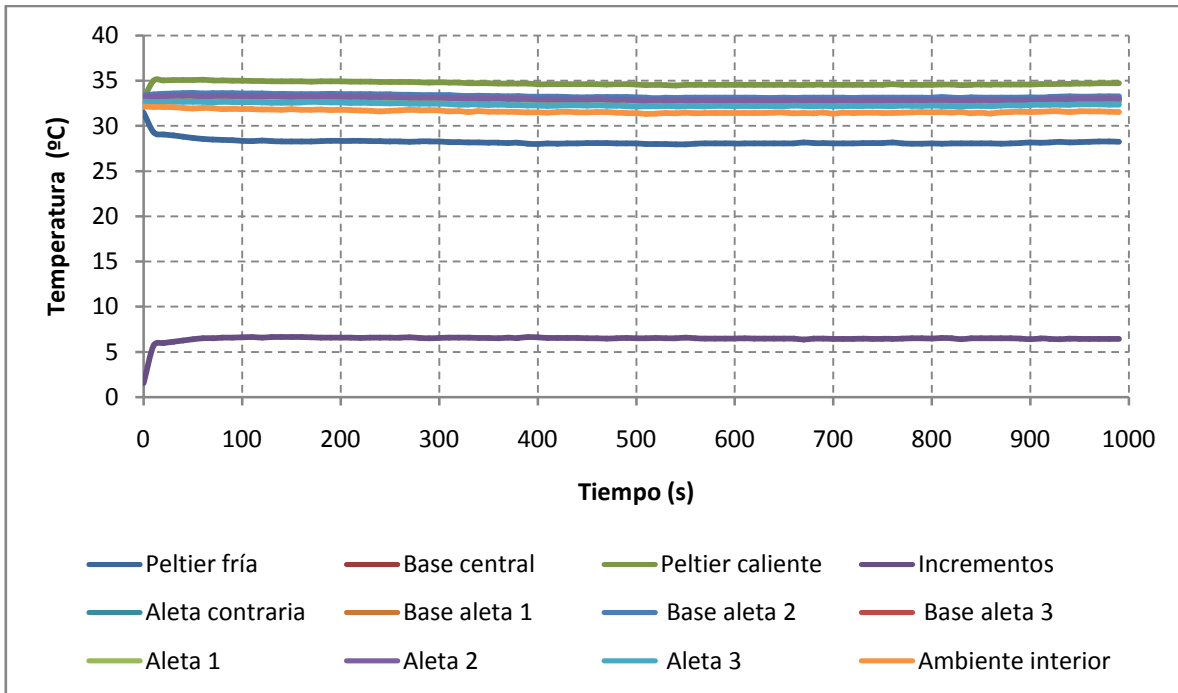


Figura 7.2 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 2 V

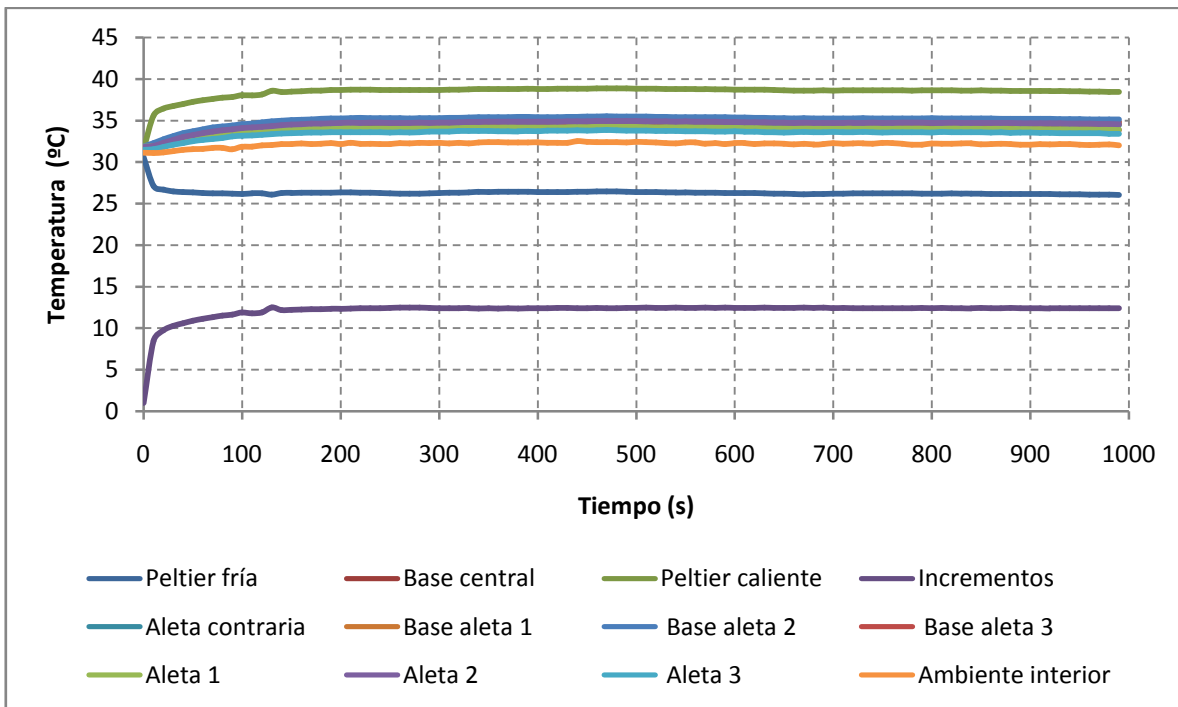


Figura 7.3 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 4 V

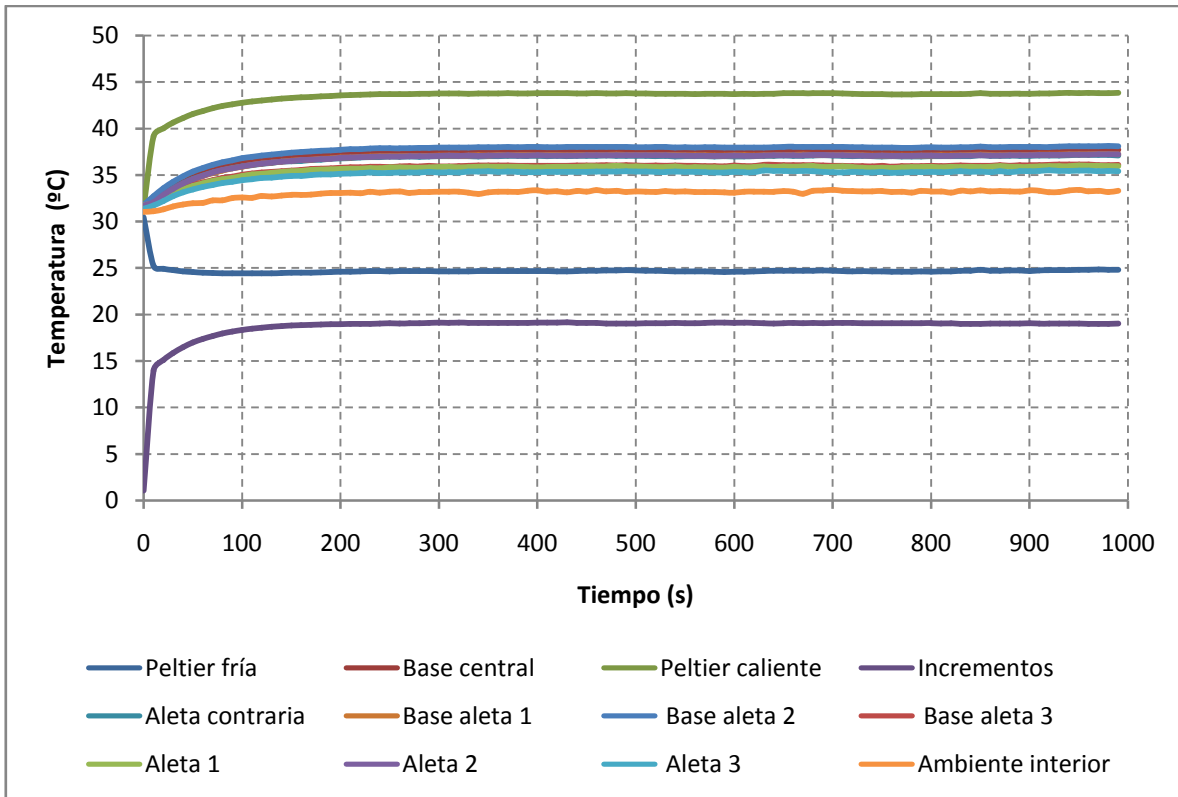


Figura 7.4 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 6 V

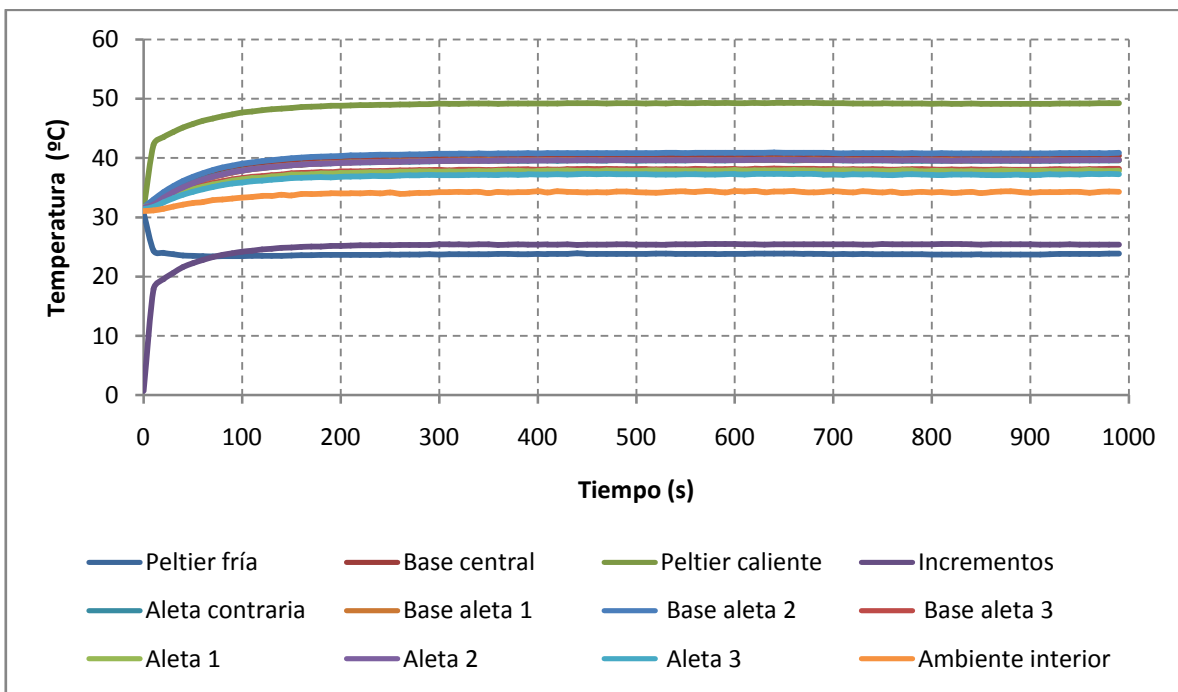


Figura 7.5 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 8 V

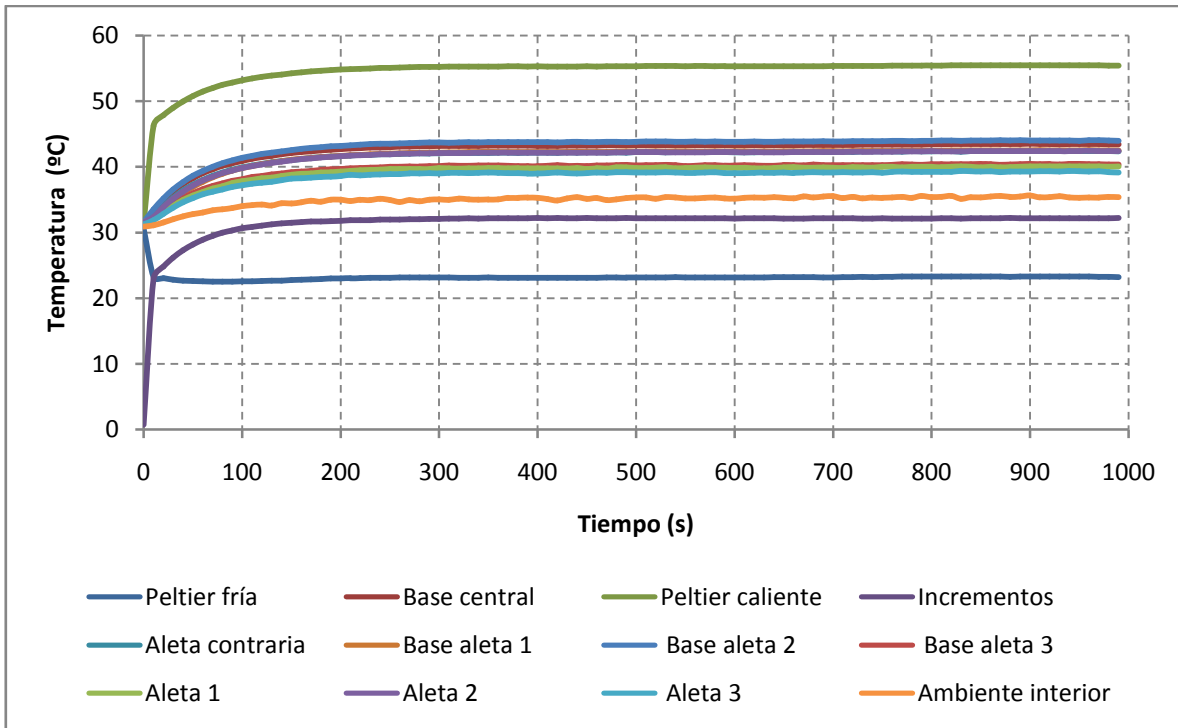


Figura 7.6 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 10 V

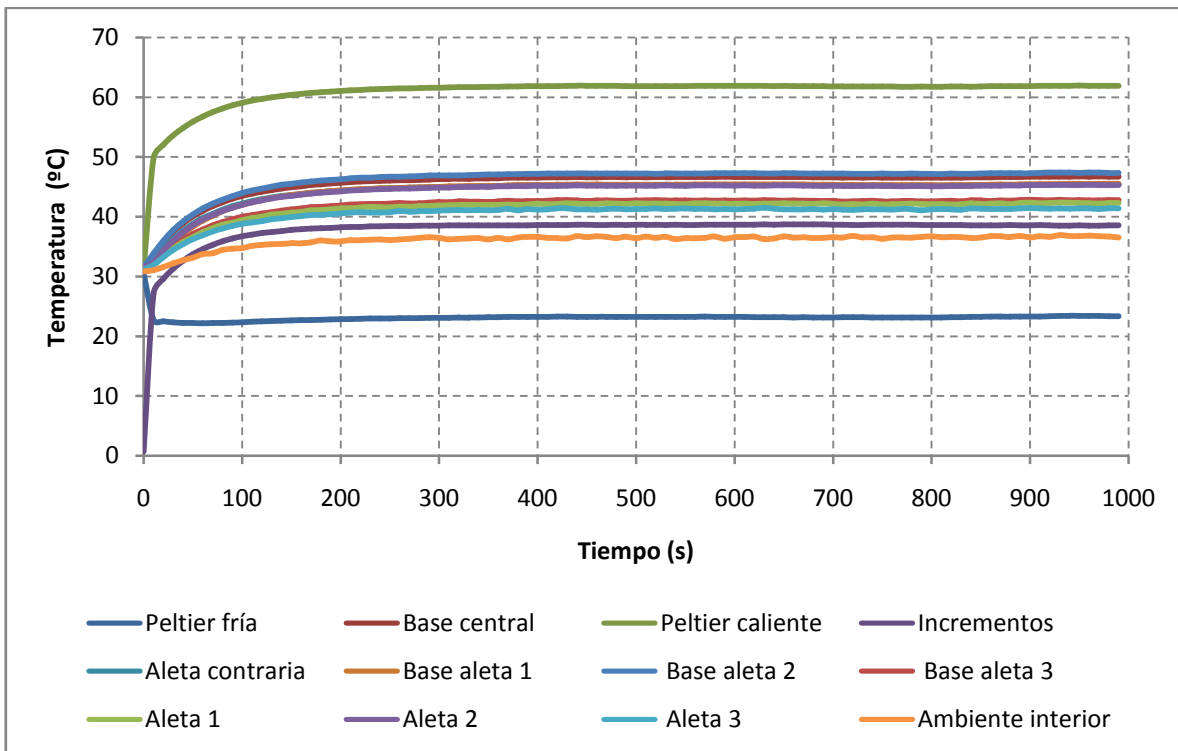


Figura 7.7 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V

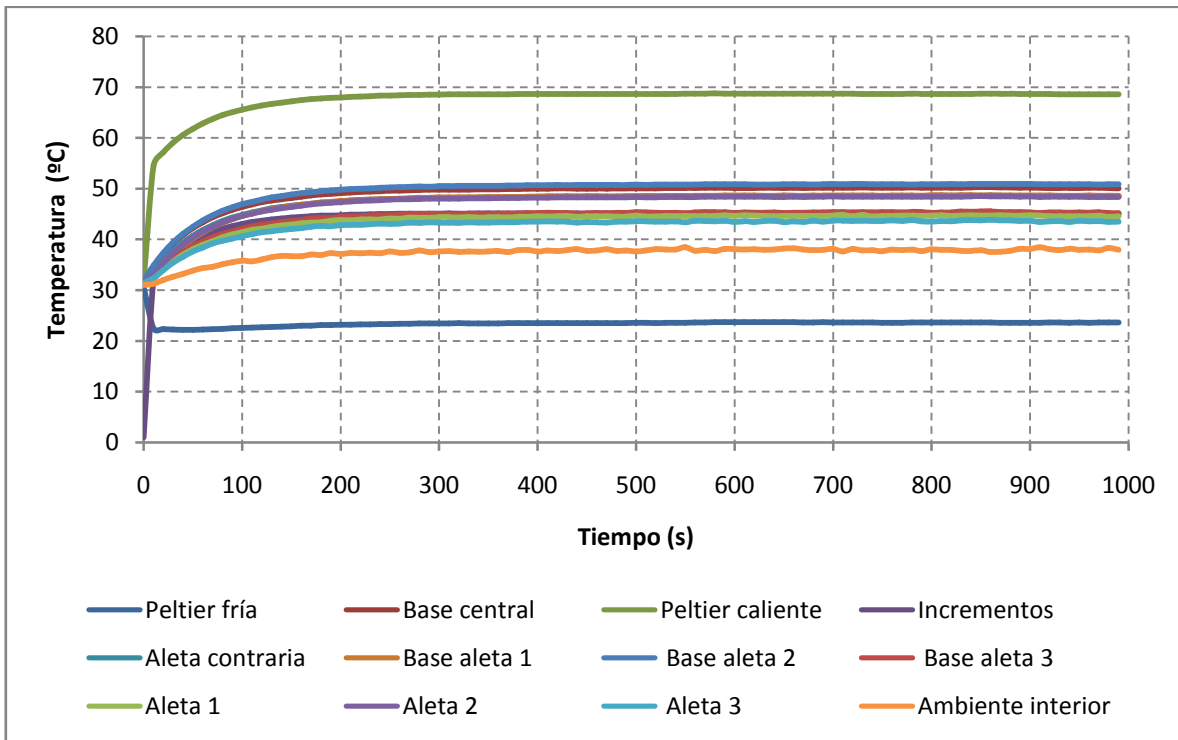


Figura 7.8 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 14 V

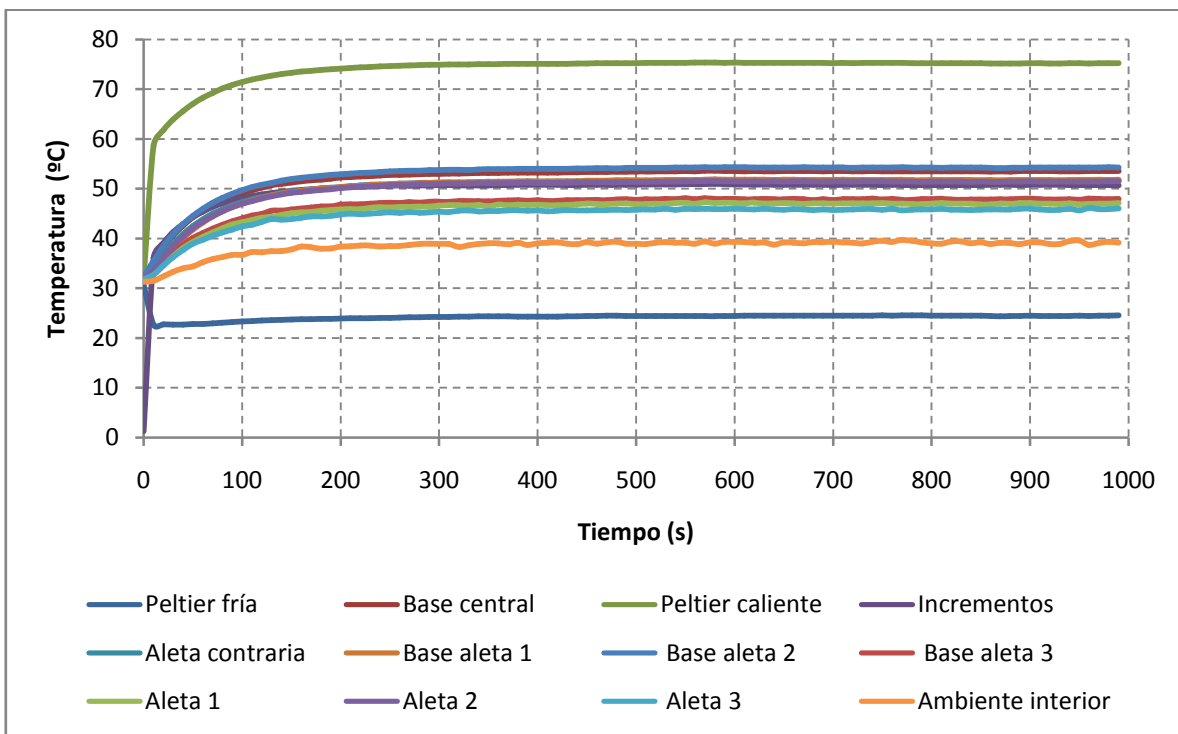


Figura 7.9 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 16 V



7.1.2 Conclusiones

La principal característica de la convección forzada es que el régimen estacionario se alcanza muy rápidamente debido a que el ventilador (de potencia constante) no deja que el disipador suba mucho de temperatura.

Lo que se va a hacer en este apartado es la comparación para el caso de 12 V, las situaciones del disipador 1 de convección libre respecto a convección forzada.

Las gráficas correspondientes a cada caso son:

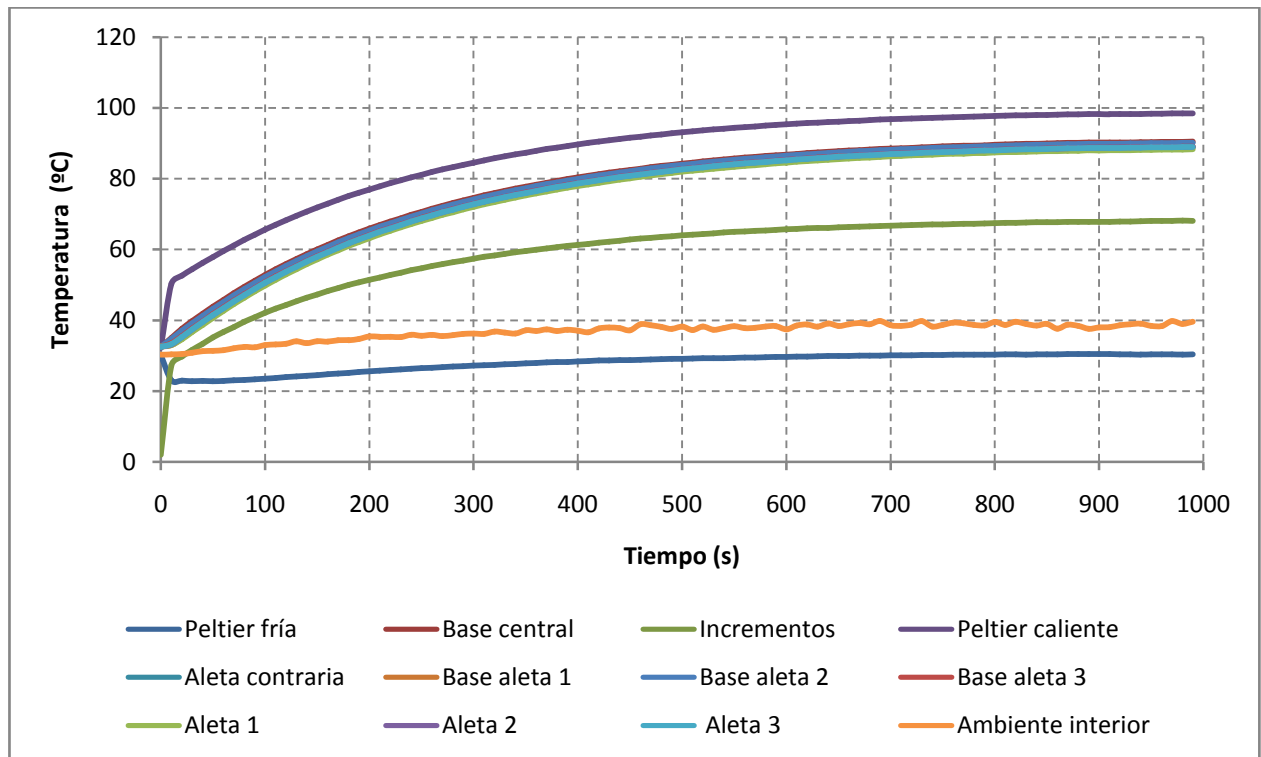


Figura 7.10 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V en convección libre cuando el disipador está colocado en posición horizontal

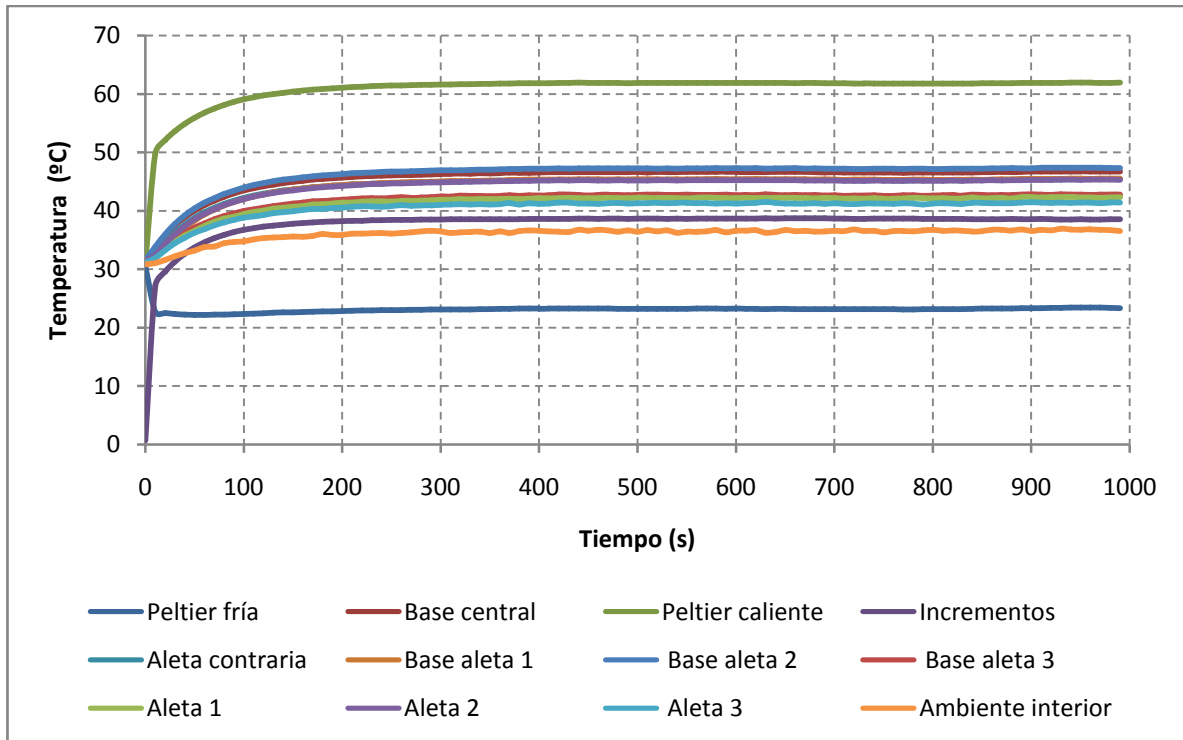


Figura 7.11 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V en convección forzada cuando el disipador está en posición horizontal

Comparando el caso de convección forzada con el de convección libre se observa que para el mismo voltaje las temperaturas son menores. Además el estado estacionario se alcanza antes para el caso de convección forzada tal y como se ha explicado antes. Si se compara por ejemplo el termopar encargado de medir la temperatura del interior de la caja, se observa que para convección forzada el ambiente está a 36,5 °C mientras que en convección libre se presenta aproximadamente a 39 °C. La temperatura máxima alcanzada por la Peltier caliente en convección forzada es de 61,8 °C mientras que en convección libre es de 98,6 °C. Todas estas conclusiones demuestran que el ventilador ayuda enormemente a disipar el flujo de calor.

La última curiosidad del caso de convección forzada es que la cara fría de la Peltier se enfría y en vez de volver a calentarse como ocurría en convección libre, se estabiliza en un valor mas o menos constante.

7.2. Disipador 2

7.2.1 Resultados

En este apartado se hace referencia a las gráficas para el caso de convección forzada del disipador 2, en la siguiente figura se puede observar cómo se colocó el ventilador para el estudio de este caso.

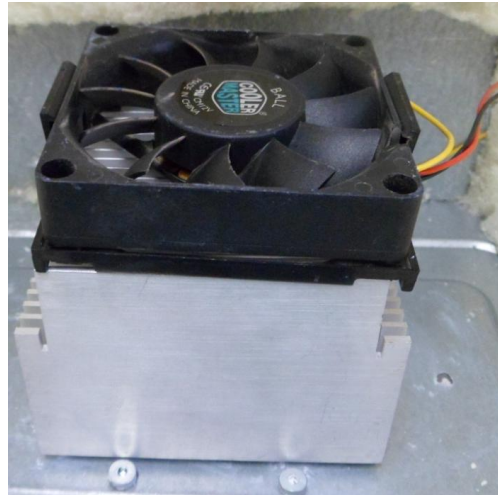


Figura 7.12 Ventilador colocado encima del disipador 2

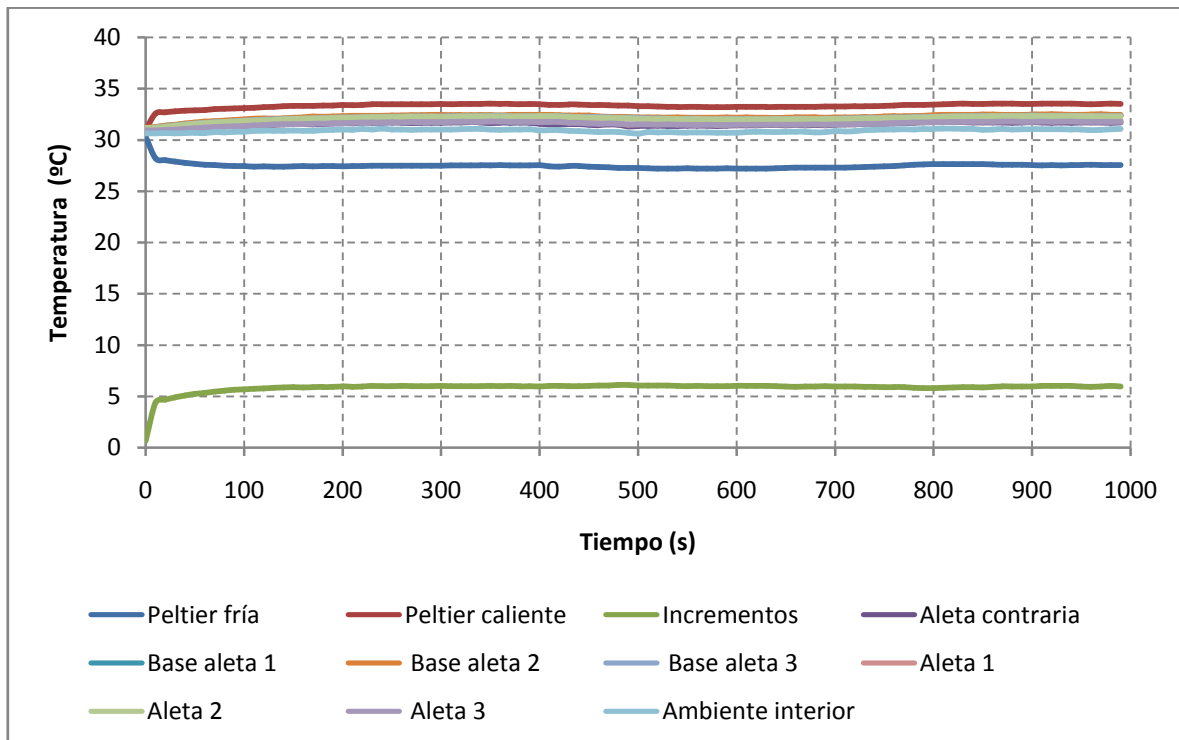


Figura 7.13 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 2 V



Instrumentación y caracterización de disipadores térmicos

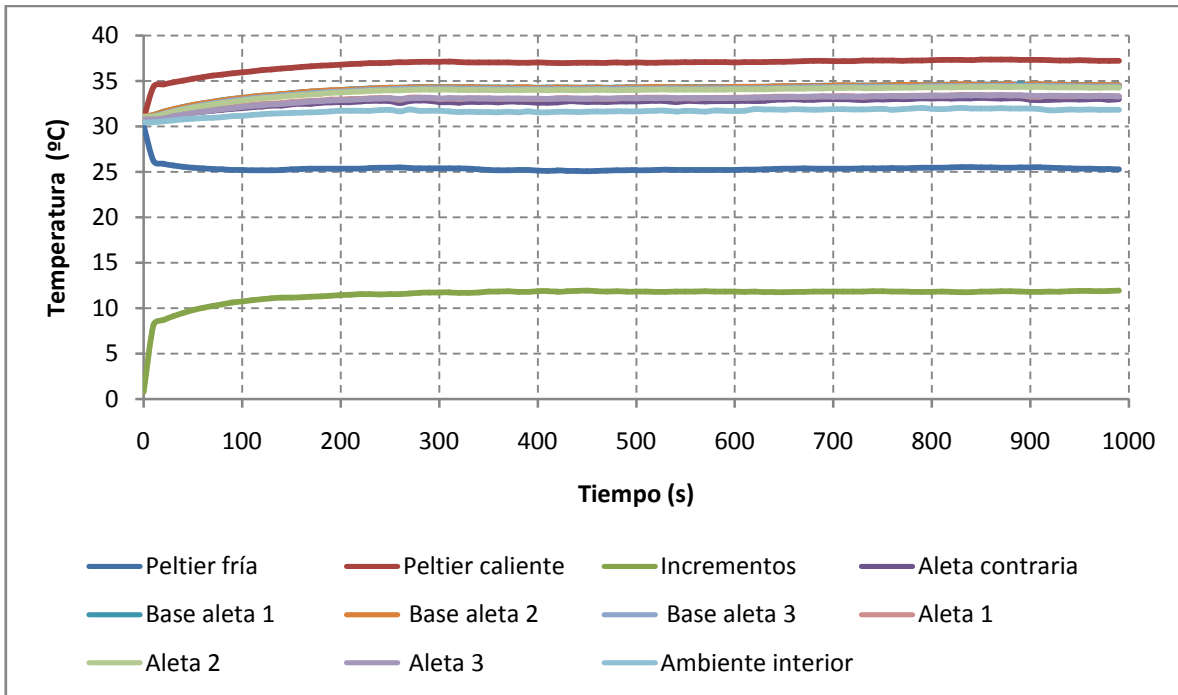


Figura 7.14 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 4 V

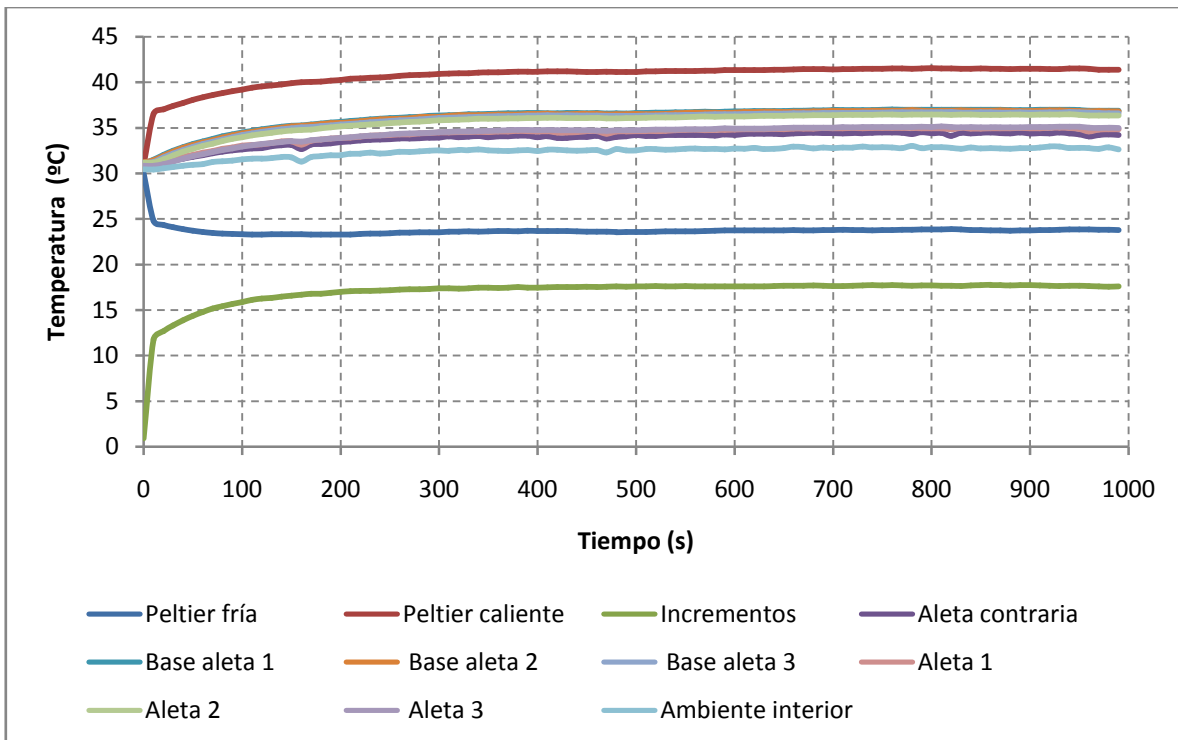


Figura 7.15 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 6 V

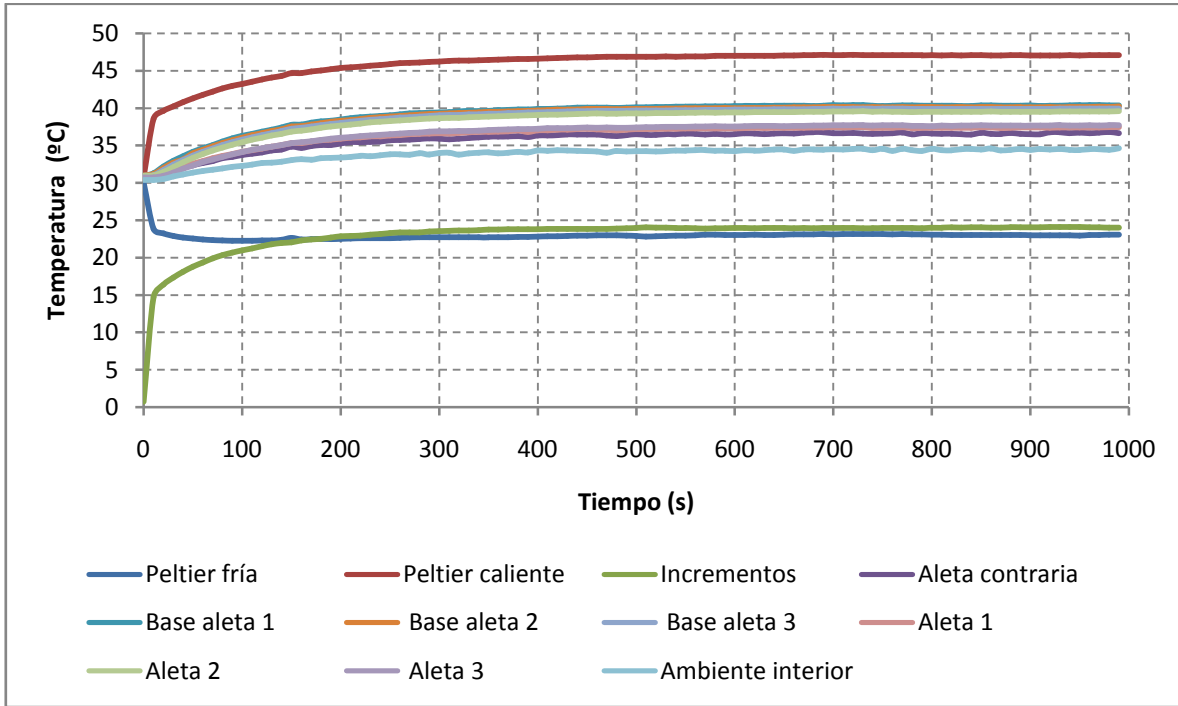


Figura 7.16 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 8 V

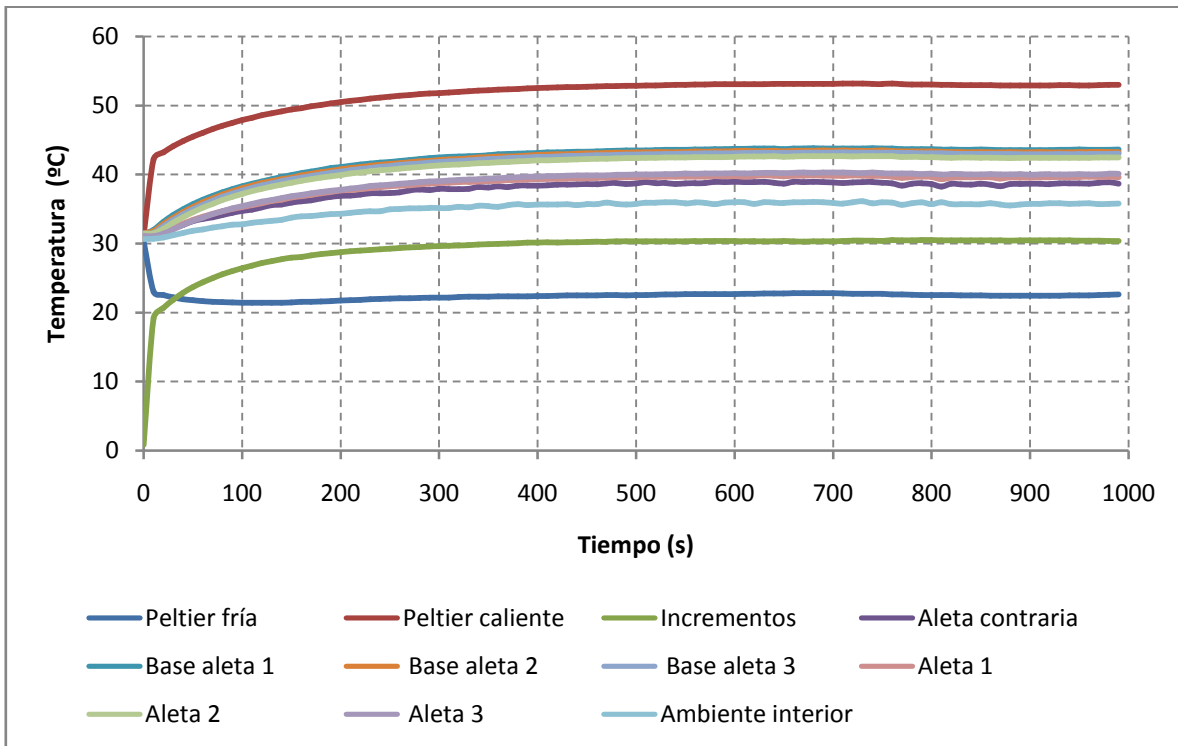


Figura 7.17 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 10 V

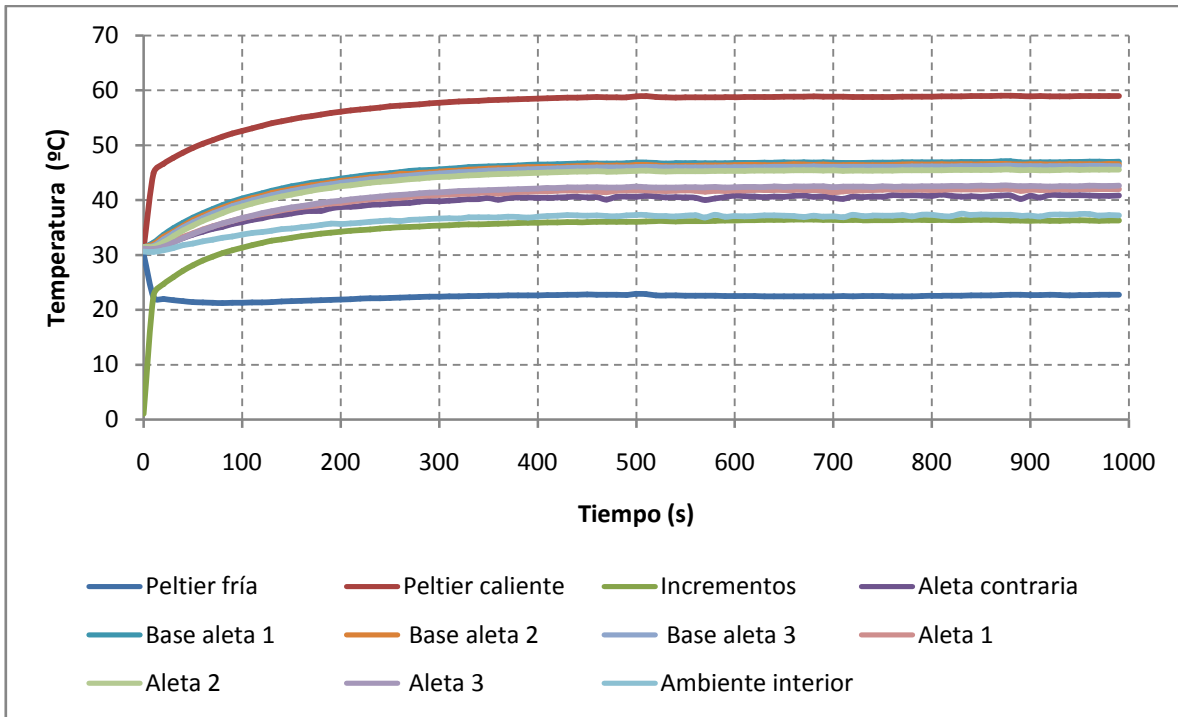


Figura 7.18 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V

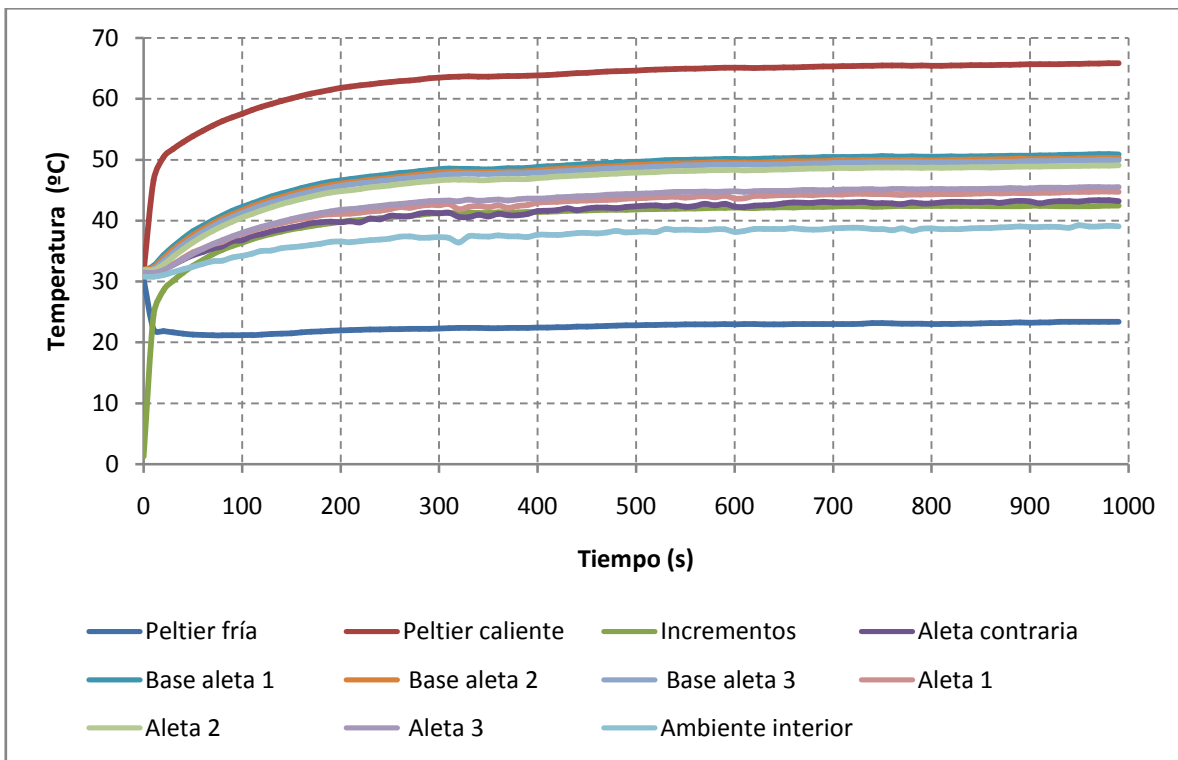


Figura 7.19 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 14 V

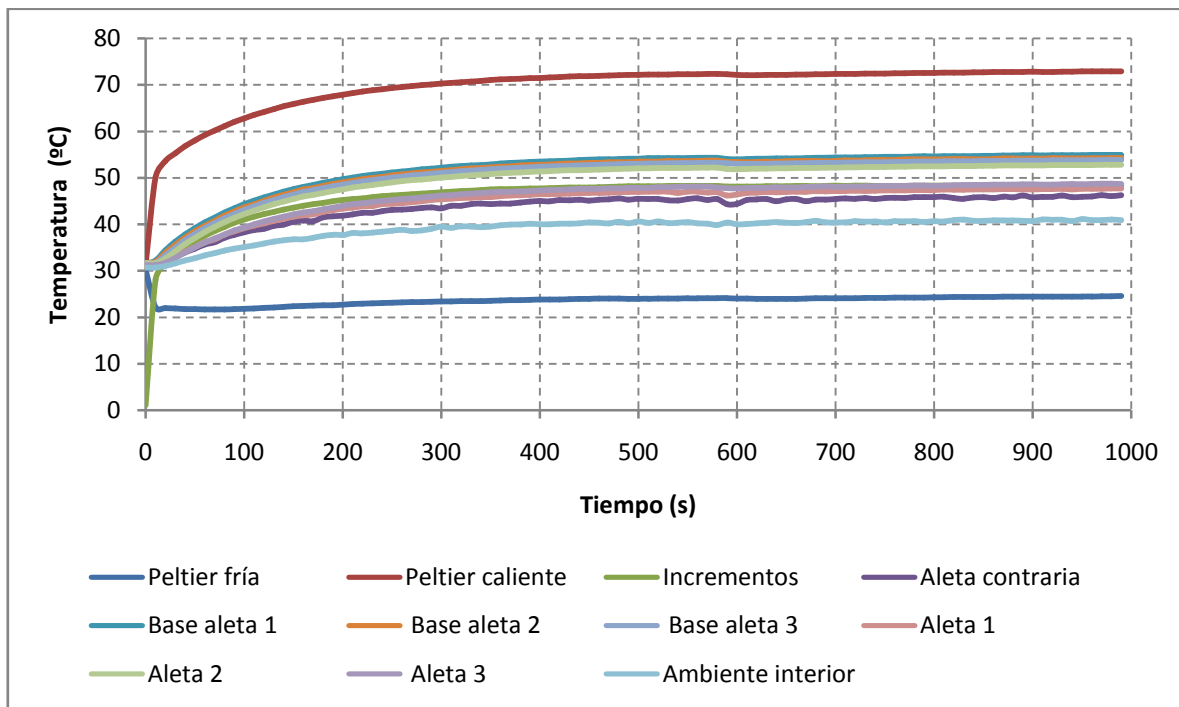


Figura 7.20 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 16 V

7.2.2 Conclusiones

En este apartado vamos a comparar el caso de convección libre con el de convección forzada para el disipador 2 cuando la Peltier está sometida a 12 V. Las gráficas correspondientes son:

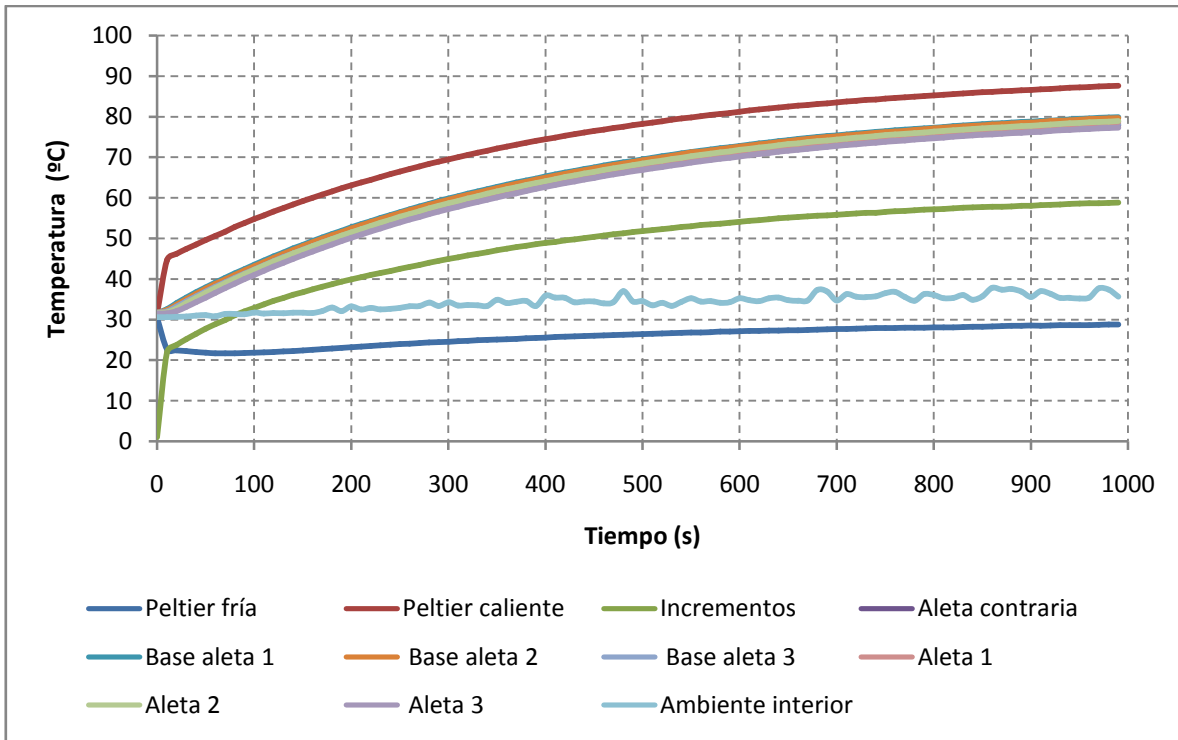


Figura 7.21 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V en convección libre

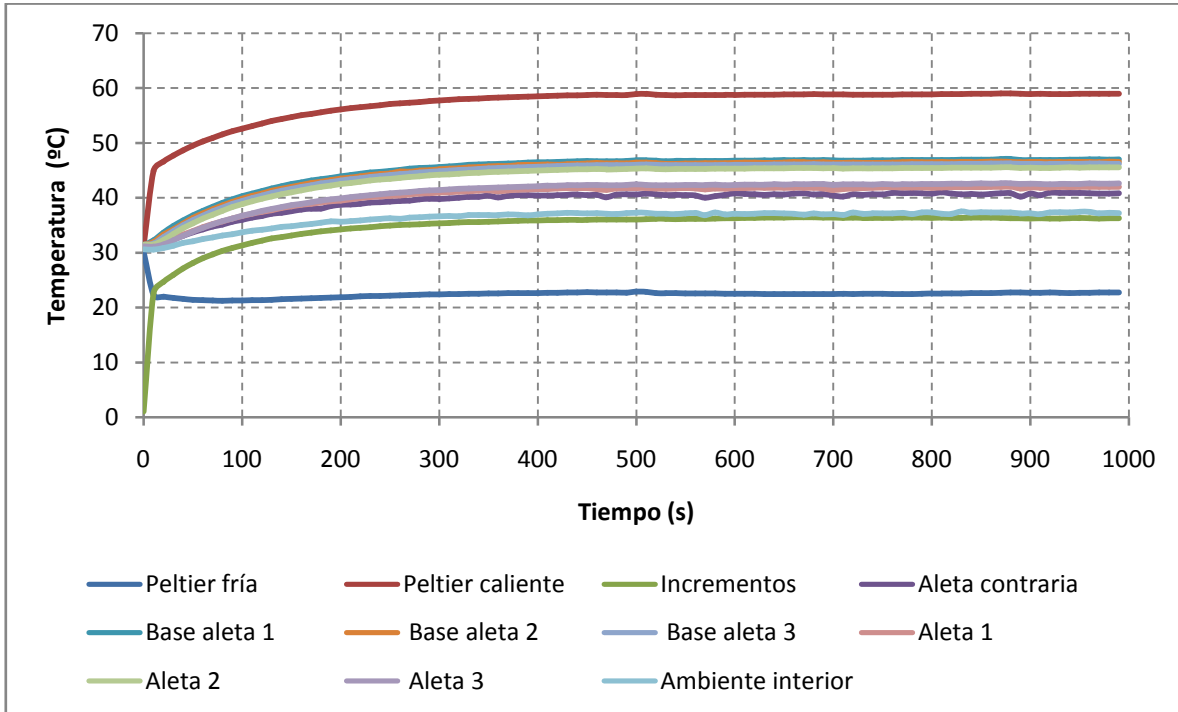


Figura 7.22 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V en convección forzada



Instrumentación y caracterización de disipadores térmicos

La primera diferencia que se observa es que en convección libre el disipador no alcanza el régimen estacionario (tarda más de los 1000 segundos) mientras que en convección forzada lo alcanza a partir de los 400 segundos. La temperatura de la cara caliente para convección libre es bastante mayor que para convección forzada. Una observación que hay que tener en cuenta es que los termopares de las aletas para el caso de convección forzada presentan una gran diferencia en la medida de la temperatura. Esto se debe a que el ventilador enfriaba más algunas aletas que otras debido a que la pasta térmica que se le añadió al disipador para poder fijar los termopares de una manera cómoda actuaba de barrera para el aire y por lo tanto éstas medidas pueden llevar un pequeño error asociado.



Capítulo 8. Cálculo del flujo de calor por convección libre y forzada.

8.1 Introducción

Calcular el flujo de calor a partir del campo de temperaturas que se ha expuesto en el capítulo 2 es una tarea muy compleja ya que es prácticamente imposible la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes, por lo que en este apartado se usarán correlaciones empíricas sacadas del libro “Design and Analysis of Heat Sinks”. El flujo de calor por convección se puede definir como:

$$q = hA\Delta T$$

donde h , es el coeficiente de convección, A es el área que está transmitiendo calor y ΔT es la diferencia de temperatura entre el ambiente y la aleta. En los dos disipadores utilizados se conoce el área ya que se midieron en el laboratorio, y la variación de la temperatura se conoce gracias a la medida de las temperaturas mediante los termopares. Por lo tanto, nuestro objetivo en este apartado es estimar el coeficiente h .

En primer lugar haremos distinción entre convección libre y forzada, y para cada caso calcularemos el flujo de calor que el disipador transmitirá al ambiente. Como la Peltier la sometimos a muchos voltajes diferentes, se cogerá el caso más representativo con el objetivo de comparar ambos disipadores. El caso con el que realizaremos los cálculos será el de 12 V.

La potencia eléctrica de la Peltier:

$$Pot = V_{in} \cdot I$$

y sabiendo que en el laboratorio medimos con un amperímetro la intensidad que estaba circulando en ese momento, y tenía un valor de ... , nuestro caso es:

$$Pot = 12 \cdot 1,89 = 22,68 \text{ W}$$

Podemos estimar las propiedades del aire mediante las siguientes correlaciones empíricas:

$$\rho = 9,8618 \cdot 10^{-6}T^2 - 4,3945 \cdot 10^{-3}T + 1,2884 \quad (\text{kg/m}^3)$$

$$k = -2,7725 \cdot 10^{-9}T^3 + 4,0404 \cdot 10^{-7}T^2 + 5,5634 \cdot 10^{-5}T + 2,418 \cdot 10^{-2} \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right)$$

$$\mu = (-1,8732 \cdot 10^{-6}T^3 + 2,6013 \cdot 10^{-4}T^2 + 3,679 \cdot 10^{-2}T + 17,173)10^{-6} \quad (\text{Pa} \cdot \text{s})$$

$$Pr = 4,63522 \cdot 10^{-9}T^3 - 6,09812 \cdot 10^{-7}T^2 - 7,86027 \cdot 10^{-5}T + 7,13087 \cdot 10^{-1}$$

la temperatura irá en grados centígrados.

Ahora continuaremos con cada uno de los casos:

8.2 Convección libre

La principal correlación empírica que utilizaremos será la correlación de convección natural propuesta por Yovanovich. La longitud característica que escoge este autor es la raíz del área, tal y como podemos ver a continuación:

$$Nu = Nu^\infty + f(Pr) \cdot G \cdot Ra^{0,25} = \frac{h\sqrt{A}}{k}$$

donde Nu^∞ es el número de Nusselt que depende de la geometría del disipador, $f(Pr)$ es una función dependiente del número de Prandtl, G depende de la geometría de las aletas y Ra es el número del Rayleigh. Cada término viene definido a continuación:

$$Nu^\infty = \frac{3,192 + 1,868(H/L)^{0,76}}{[1 + 1,189(\frac{H}{L})]^{1/2}}$$

$$f(Pr) = \frac{0,67}{[1 + (\frac{0,5}{Pr})^{9/16}]^{4/9}}$$

$$G = 1,0904 \left[\frac{L(bn + \delta_b + W)^2}{(\delta bn + \delta_b W + L(bn + \delta_b + W))^{3/2}} \right]^{1/4}$$

$$Ra = \frac{g\beta Pr \Delta T (\sqrt{A})^3}{\nu^2}$$

Todos los términos geométricos utilizados en las expresiones anteriores se pueden observar en la siguiente figura:

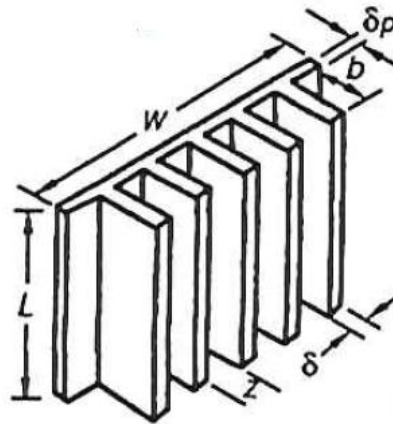


Figura 8.1 Geometría del disipador



H será la suma de la altura de la aleta, “b”, más el espesor de la base del disipador “ δ_b ”, y n será el número de aletas.

Para llegar a la solución, que en este caso es calcular el flujo de calor que disipa cada elemento, tenemos que hacer uso de las correlaciones empíricas, que junto con la ayuda de la geometría del disipador y de las temperaturas medidas en el laboratorio podremos hallar la solución.

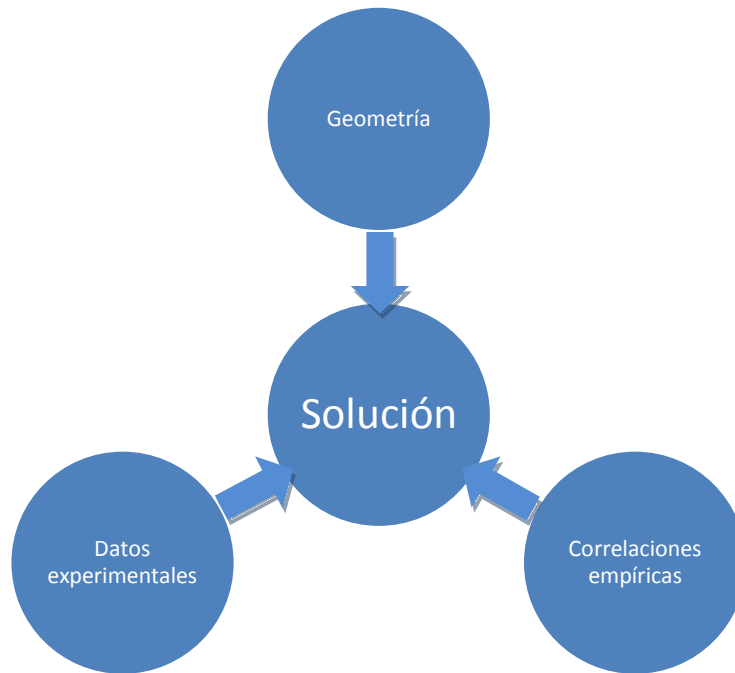


Figura 8.2 Grafo explicativo

Como ya conocemos la geometría el siguiente paso es calcular las propiedades del aire que dependen prácticamente de la temperatura media entre la superficie de la aleta y el aire de su alrededor. Para ello se elegirá el caso más representativo de todos los realizados en el capítulo 6. El ejemplo será en el que sometimos los bornes de la célula Peltier a 12 V.

A continuación, el orden que se seguirá para exponer los resultados es el siguiente:

1. Disipador 1 colocado en posición vertical
2. Disipador 1 colocado en posición horizontal
3. Disipador 2 colocado en posición vertical
4. Disipador 2 colocado en posición horizontal

1. Disipador 1 colocado en posición vertical

El gráfico correspondiente al caso de 12 voltios es:

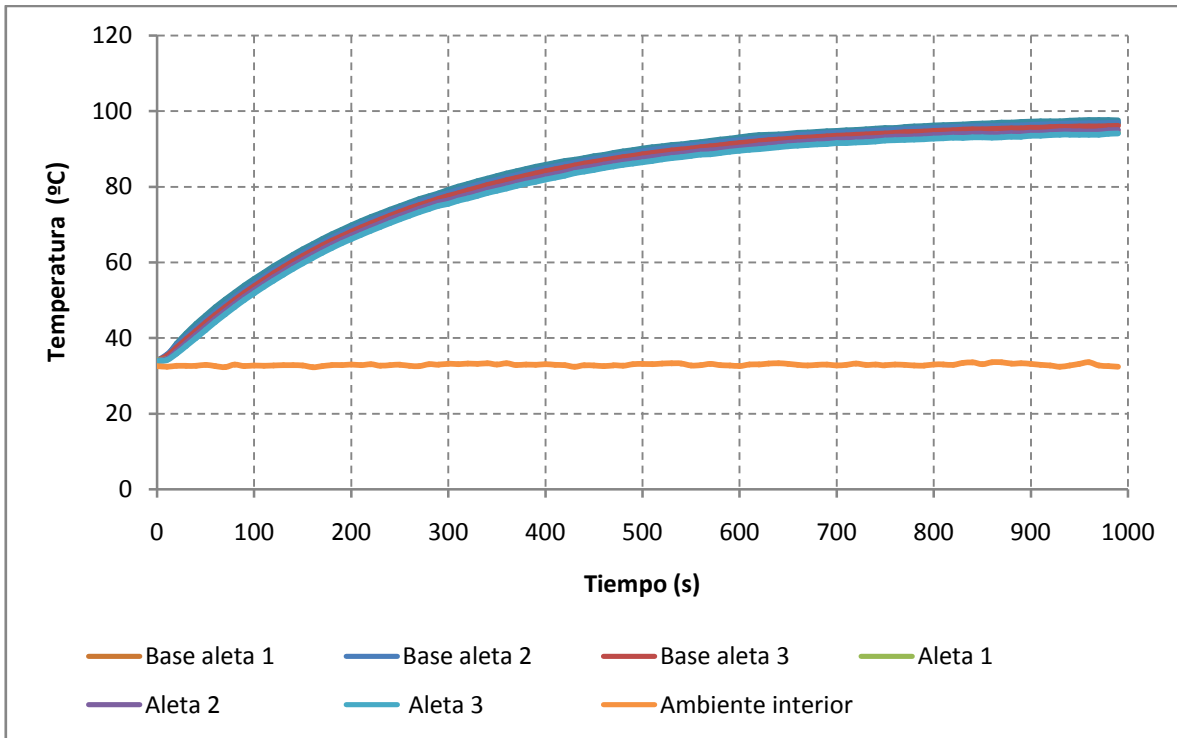


Figura 8.3 Gráfica de la evolución de la temperatura respecto al tiempo del disipador 1 colocado en posición vertical

Si calculamos la temperatura media de los 6 termopares que se colocaron tanto en la base como en la parte superior de la aleta obtenemos el valor de:

$$T_w = 89,78 \text{ }^\circ\text{C}$$

La temperatura media del ambiente es:

$$T_0 = 32,97 \text{ }^\circ\text{C}$$

Por lo tanto, para calcular las propiedades del aire utilizaremos la temperatura media:

$$T_m = 61,37 \text{ }^\circ\text{C}$$

ρ (kg/m ³)	μ (Pa·s)·10 ⁻⁶	k (w/mK)	β (1/K)	Cp (j/kgk)	Pr
1,056	19,978	0,028	0,003	1007,742	0,707



Los datos geométricos del disipador 1 son:

	n=21 aletas
Geometría	(mm)
W	62
L	80
δ	1
δ_b	9
b	38
z	2

Tras introducir las propiedades del aire y la geometría en nuestras ecuaciones obtenemos:

Nu^∞	f(Pr)	G	$Ra \cdot 10^6$	Nu	A (m ²)	h (W/Km ²)	Q (W)
3,406	0,513	1,459	21,886	54,592	0,035	8,267	16,606

Este disipador transmite al ambiente 16,606 W.

2. Disipador 1 colocado en posición horizontal

Este caso se diferencia del anterior únicamente en que las variables “b” y “L” se intercambian, es decir, “b” tomará un valor de 80 mm, y a “L” se le asociará el valor de 38 mm.

Las temperaturas para este caso son:

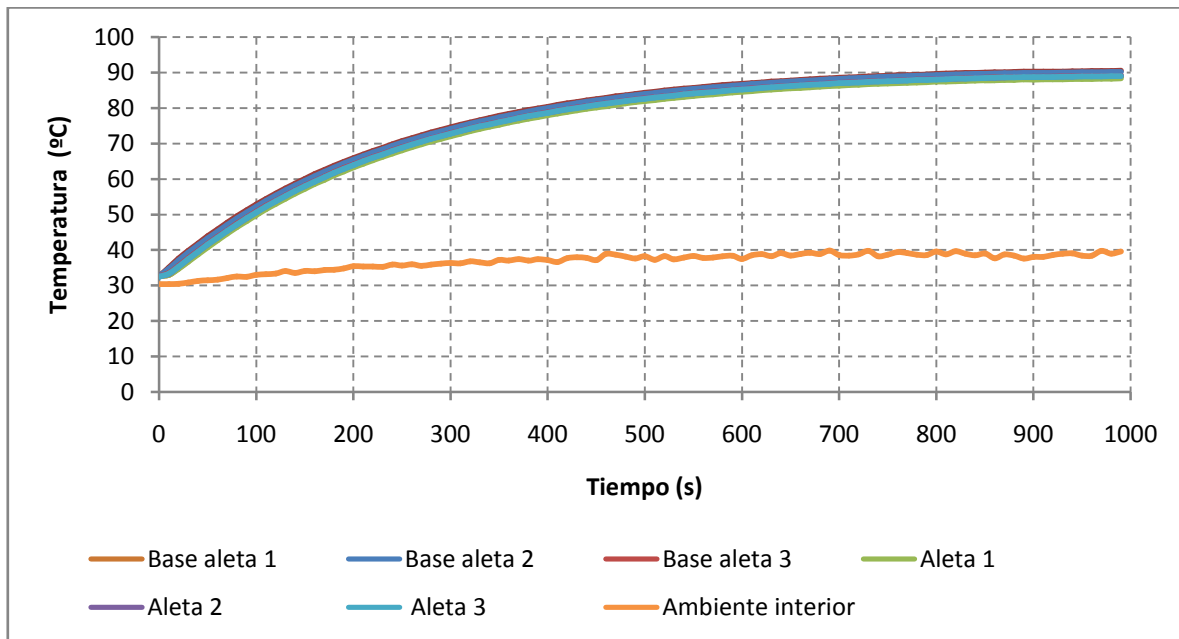


Figura 8.4 Gráfica de la evolución de la temperatura respecto al tiempo del disipador 1 colocado en posición horizontal



Instrumentación y caracterización de disipadores térmicos

Si hacemos la media de todas las temperaturas obtenemos:

$$T_m = 61,24 \text{ }^\circ\text{C}$$

Las propiedades del aire serán prácticamente iguales a las del caso anterior ya que la temperatura media se aproxima mucho.

Si sustituimos todo en las correlaciones empíricas obtendremos:

Nu^∞	$f(Pr)$	G	$Ra \cdot 10^6$	Nu	A (m ²)	h (W/Km ²)	Q (W)
3,474	0,513	1,738	15,885	59,781	0,033	9,402	14,216

El calor disipado en este caso es de 14,216 W.

3. Disipador 2 colocado en posición vertical

Los datos geométricos correspondientes al disipador 2 son:

	n=18 aletas
Geometría	(mm)
W	69
L	77,5
δ	1,5
δ_b	12
b	47
z	3,8

Las temperaturas correspondientes al segundo disipador son:

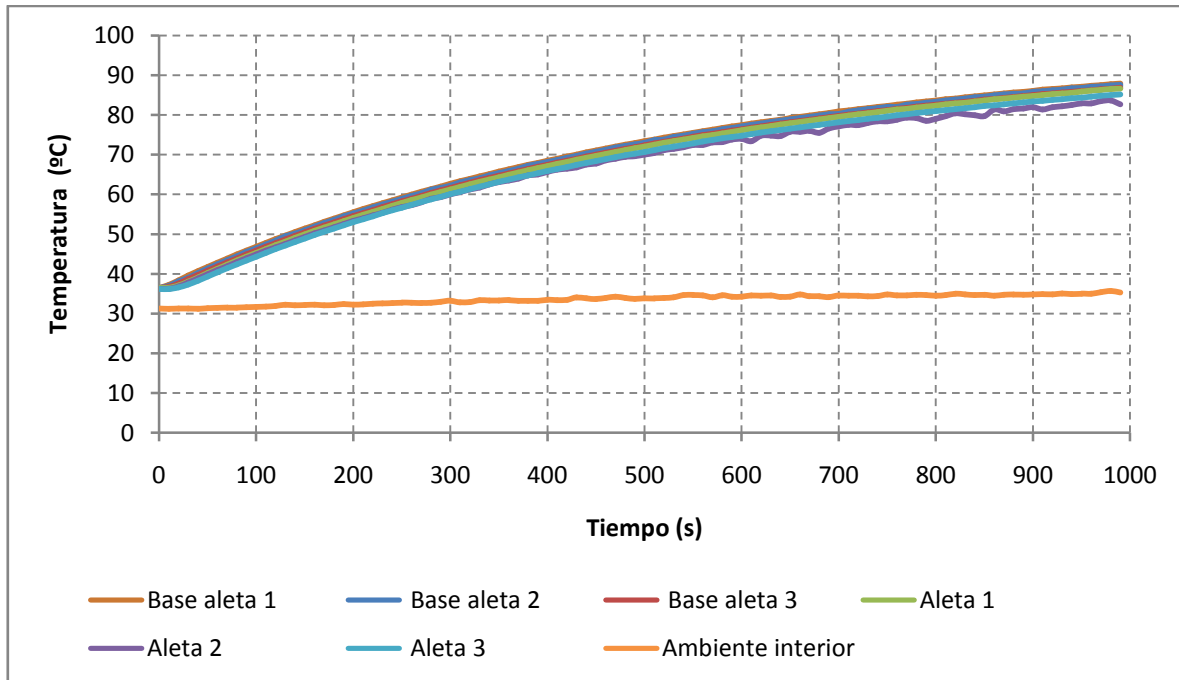


Figura 8.5 Gráfica de la evolución de la temperatura respecto al tiempo del disipador 2 colocado en posición vertical

La temperatura media es $T_m=55,15\text{ }^\circ\text{C}$

Como la temperatura media se diferencia bastante de la de los casos anteriores conviene que recalculamos las propiedades del aire:

ρ (kg/m ³)	μ (Pa·s)·10 ⁻⁶	k (w/mK)	β (1/K)	C_p (j/kgk)	Pr
1,076	19,679	0,028	0,003	1007,293	0,708

Los resultados de este apartado serán

Nu^∞	$f(Pr)$	G	$Ra \cdot 10^6$	Nu	A (m ²)	h (W/Km ²)	Q (W)
3,413	0,513	1,394	22,551	52,701	0,042	7,223	12,6

4. Disipador 2 colocado en posición horizontal

Por último tenemos:

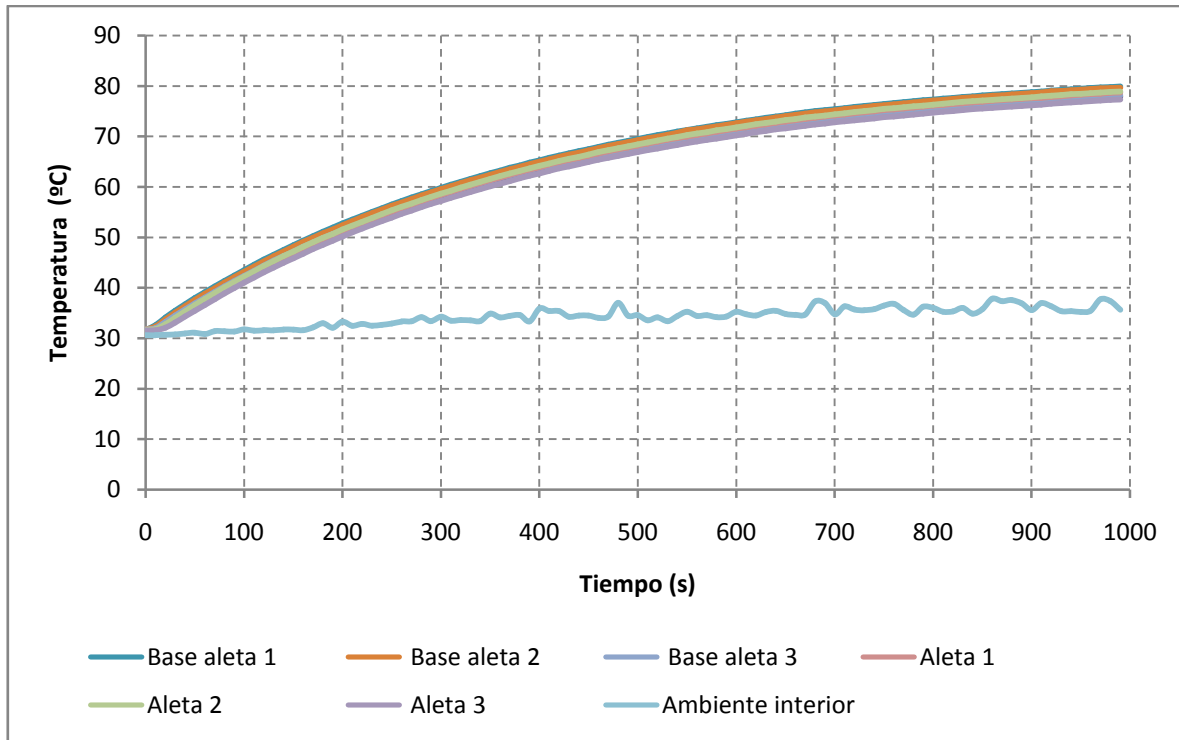


Figura 8.6 Gráfica de la evolución de la temperatura respecto al tiempo del disipador 2 colocado en posición horizontal

Utilizando los mismos valores en las propiedades del aire que en el caso anterior obtenemos:

Nu^∞	$f(Pr)$	G	$Ra \cdot 10^6$	Nu	A (m ²)	h (W/Km ²)	Q (W)
3,454	0,513	1,515	18,527	54,443	0,040	7,618	10,903

Para comparar los 4 casos se hará una tabla resumen:

Caso	h (W/Km ²)	Q (W)	Q/A (W/m ²)
Disipador 1 colocado en posición vertical	8,267	16,606	469,644
Disipador 1 colocado en posición horizontal	9,402	14,216	434,015
Disipador 2 colocado en posición vertical	7,223	12,6	301,634
Disipador 2 colocado en posición horizontal	7,618	10,903	274,863

Si nos fijamos en el calor por unidad de área, podemos observar que el flujo de calor es mayor en el disipador 1. Todo esto hay que mirarlo de una forma inversa si lo que queremos es saber qué disipador



es más eficiente. El disipador 2 se calienta menos que el disipador 1, y como el flujo de calor que le estamos introduciendo por la base es el mismo en ambos casos (la Peltier siempre está a 12 V, y por lo tanto el flujo de calor que proporciona es el mismo), podemos llegar a la conclusión de que el disipador 2 transmite mejor el calor. Otra forma de verlo es viendo que las temperaturas de las aletas del disipador 2 son menores que del disipador 1, y éstas tienen menor temperatura debido a que el disipador 2 transmite el calor al ambiente con mayor facilidad.

8.2 Convección forzada

La principal correlación empírica que usaremos para convección forzada es la siguiente:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,33} = \frac{hd_e}{k}$$

donde d_e es el diámetro hidráulico, que para dos placas paralelas es $d_e = 4y_0$, e y_0 es la distancia entre las dos placas. k es la conductividad térmica, Re y Pr son los números adimensionales.

$$Re_x \equiv \frac{\rho v_\infty x}{\mu}$$

donde ρ es la densidad del aire, v_∞ la velocidad del aire proporcionada por el ventilador, x es la distancia axial, que en nuestro caso será la longitud de la aleta, y μ es la viscosidad cinemática.

El siguiente paso es conocer la temperatura que introduciremos en esas correlaciones. Esa temperatura será la media de todas las temperaturas medidas en el estado estacionario. En el caso de 12 voltios tenemos éstas dos gráficas, una para cada disipador:

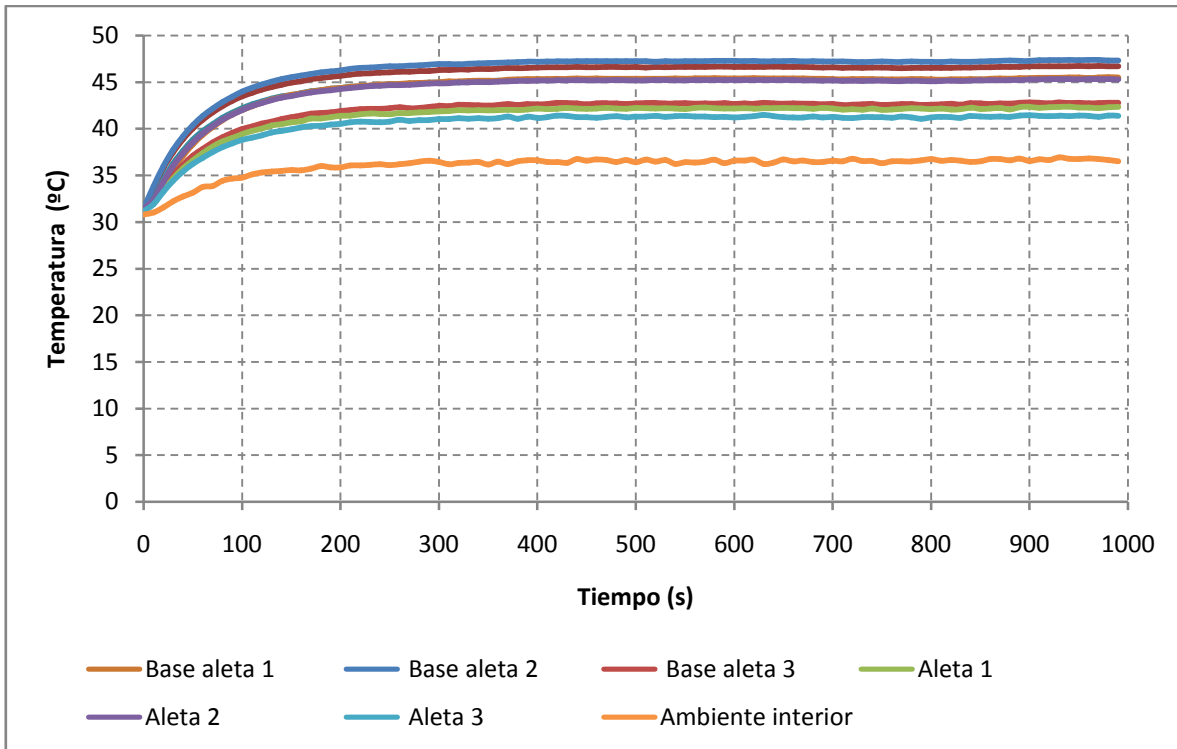


Figura 8.7 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V para el disipador 1

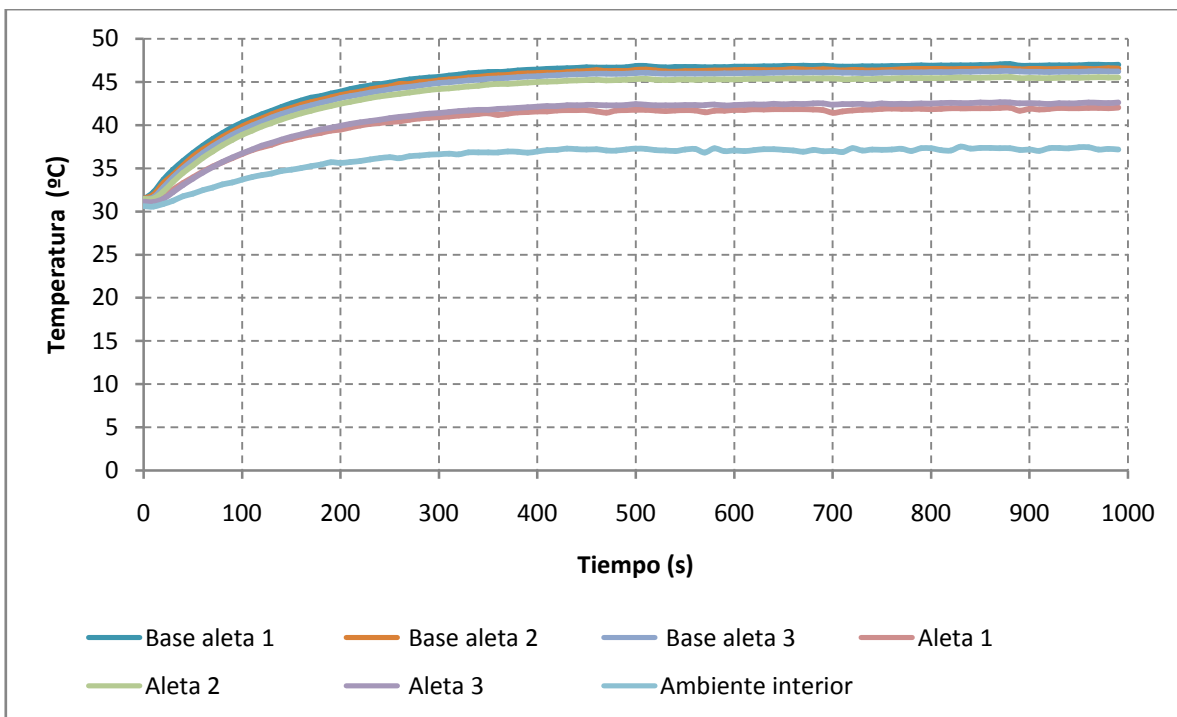


Figura 8.8 Gráfica de evolución de la temperatura respecto al tiempo para un voltaje de 12 V para el disipador 2



Instrumentación y caracterización de disipadores térmicos

Haciendo la media de las temperaturas proporcionadas por los 3 termopares que se colocaron en las aletas y los 3 que se colocaron en la base de las aletas tenemos:

$$\text{Disipador 1} \rightarrow T_w = \frac{T_{b1}+T_{b2}+T_{b3}+T_{a1}+T_{a2}+T_{a3}}{6} = \frac{45,33+47,21+42,66+42,15+45,17+41,26}{6} = 43,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Disipador 2} \rightarrow T_w = \frac{T_{b1}+T_{b2}+T_{b3}+T_{a1}+T_{a2}+T_{a3}}{6} = \frac{46,77+46,25+45,91+41,68+45,22+42,3}{6} = 44,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde T_b es la temperatura media en estado estacionario de los termopares llamados “base aleta”, (Por ejemplo T_{b1} es la temperatura media del termopar llamado “Base aleta 1”) y T_a es la temperatura media en estado estacionario de los termopares llamados “aleta”. La temperatura ambiente media del disipador 1 fue $36,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ mientras que la temperatura ambiente del segundo disipador fue $37,2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Haciendo la media entre la temperatura de la pared y la temperatura ambiente para cada disipador, y calculando con éstas las propiedades del aire obtenemos la siguiente tabla:

$T_m \text{ (} ^\circ\text{C)}$	$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$\mu \text{ (Pa}\cdot\text{s)} \cdot 10^{-6}$	$k \text{ (w/mK)}$	$\beta \text{ (1/K)}$	$C_p \text{ (j/kgk)}$	Pr
40,25	1,127	18,953	0,027	0,003	1006,313	0,709
40,95	1,125	18,987	0,027	0,003	1006,356	0,709

Si se sustituyen esos valores en las correlaciones empíricas propuestas al principio de este apartado se obtiene la siguiente tabla:

Caso	Re	Nu	$h \text{ (W/Km}^2\text{)}$	$Q/A \text{ (W/m}^2\text{)}$
Disipador 1	67817,368	150,509	505,955049	3693,47186
Disipador 2	83542,123	177,827	315,238374	2364,2878

Para calcular el número de Reynolds se ha tenido en cuenta que la velocidad que nos proporciona el ventilador es de 30 m/s aproximadamente ya que en la hoja de características del ventilador, para un voltaje de 12 Voltios tenemos $30 \text{ CFM (ft}^3\text{/min)}$ que tras realizar la conversión son $31,3 \text{ m/s}$, y lo hemos aproximado a 30 m/s debido a que el voltaje al que estaba sometido el ventilador no era siempre 12 V , sino que era un valor menor muy próximo.

Para concluir se puede observar que el flujo de calor disipado en convección forzada es unas 8 veces mayor que en convección libre. Además, el coeficiente h es mucho más elevado. En convección libre el coeficiente no superaba en ningún caso la decena, pero en este caso se han obtenido para el disipador 1 y 2 respectivamente, unos coeficientes de $505,9$ y $315,2 \text{ W/Km}^2$.



Capítulo 9. Bibliografía

- Design and analysis heat sinks. Allan D. Kraus, Avram Bar-Cohen
- Crespo, A., Mecánica de Fluidos. Madrid: Thomson, 2006
- Advanced Thermal Desing of Electronic equipment. Ralph Rensburg, Thomson
- Procedimiento Th-003 para la calibración por comparación de termopares
- Norma UNE-EN 60584-1:1997 Termopares. Parte 1: Tablas de referencia. (versión oficial EN 60584-1:1995) y su Erratum, (2001).
- 3) Norma UNE-EN 60584-2:1996 Termopares. Parte 2: Tolerancias. (versión oficial EN 60584-1:1995)
- 4) Procedimiento para la Determinación del Error del Indicador de Termómetros de Indicación Digital con Termopar y/o Pt-100 como Sensor. Servicio Nacional de Metrología.
- Radiative Heat Transfer, M. F. Modest, 2nd Ed., Academic Press, Massachusetts, USA, (2003).
- 9) Thermal radiation heat transfer, R. Siegel and J.R. Howell, 3rd Ed., Hemisphere Publishing Corporation, Londres, (1992)
- Climatización de un flujo cerrado de agua mediante células Peltier. Eloy Antonio Garrido Lova.
- <http://www.ehu.es/mmtde/PELTIER.htm>
- <http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c12/Conveccion%20termica%20y%20masica.pdf>



ANEXO I: Calibración de los termopares

En este apartado se explicará de una manera detallada como hemos llevado a cabo la calibración de los termopares.

Siguiendo un procedimiento de calibración se han utilizado diferentes elementos para caracterizar las rectas de regresión que se utilizarán para corregir las medidas durante la fase de experimentación.

Los elementos utilizados son los siguientes:

- Horno termostático
- Termorresistencias Pt100
- Sistema de adquisición de datos

En el proyecto se han utilizado 11 termopares, que se calibraron de la siguiente manera:

En primer lugar, la junta fría de cada termopar se conectó a la tarjeta multiplexora y la junta caliente se metió en el interior del horno termostático. Se utilizaron dos termorresistencias para mayor fiabilidad de los datos, las cuales se introdujeron junto con los termopares en el horno.

El procedimiento de calibración se llevó a cabo poniendo el horno a diferentes temperaturas y tomando los datos de las temperaturas proporcionadas tanto por los termopares como por las Pt100. Los datos en bruto se pueden observar en la siguiente tabla, son valores en °C:

Pt100 Blanca	Pt100 Roja	Termopar 1	Termopar 2	Termopar 3	Termopar 4	Termopar 5	Termopar 6
2,1	0,2	-0,7	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6
22,2	20,4	19,3	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4
42,1	40,4	39,2	39,3	39,3	39,3	39,3	39,3
61,8	60,4	59	59	59,1	59,1	59,1	59,1
81,7	80,4	78,9	79	79	79	79	79
101,8	100,3	98,9	99	99	99	99	99

Pt100 Blanca	Pt100 Roja	Termopar 7	Termopar 8	Termopar 9	Termopar 10	Termopar 11
2	0,2	-0,9	-0,9	-0,9	-0,8	-0,8
22,1	20,3	19,3	19,3	19,4	19,4	19,4
42,2	40,5	39,5	39,5	39,5	39,6	39,6
61,8	60,4	59,2	59,2	59,2	59,3	59,3
81,6	80,3	79	79,1	79,1	79,1	79,1
101,6	100,3	98,9	99	99	99	99

En la tabla se pueden observar grandes diferencias entre las dos termorresistencias, por lo que en nuestro cálculo utilizaremos la media de las dos temperaturas. Hay dos tablas porque la calibración se llevó a cabo en dos remesas, la primera remesa es la que comprende los termopares del 1 al 6, mientras que la segunda comprende los termopares del 7 al 11, y si se comparan por ejemplo las temperaturas de la Pt100 blanca entre las dos tablas se puede observar que se diferencian en unas décimas de grado, esto es debido a la dificultad de fijar una temperatura en el horno.

El siguiente paso es la realización de las rectas de calibración para cada uno de los termopares.

En el eje Y se colocará la media de las dos Pt100 mientras que en el eje X vendrá la temperatura del termopar en cuestión. Las gráficas son las siguientes:

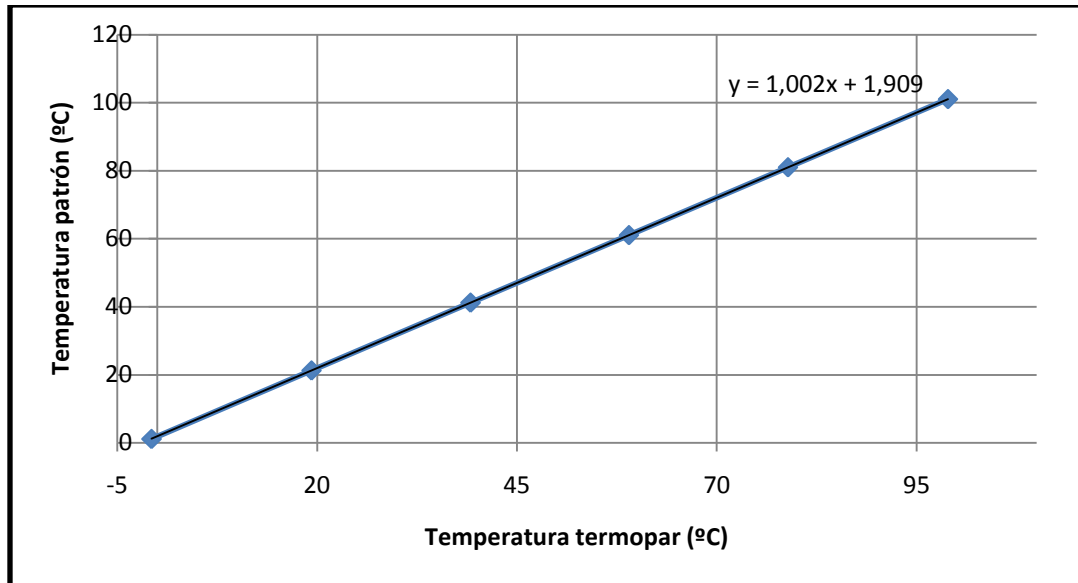


Figura A.1 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 1

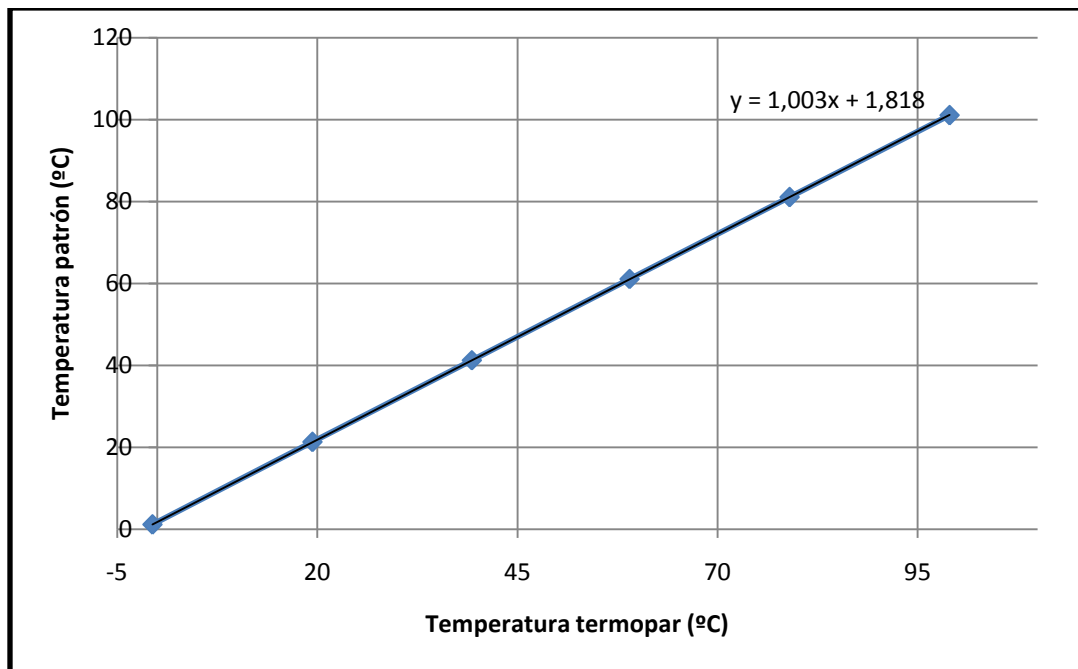


Figura A.2 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 2

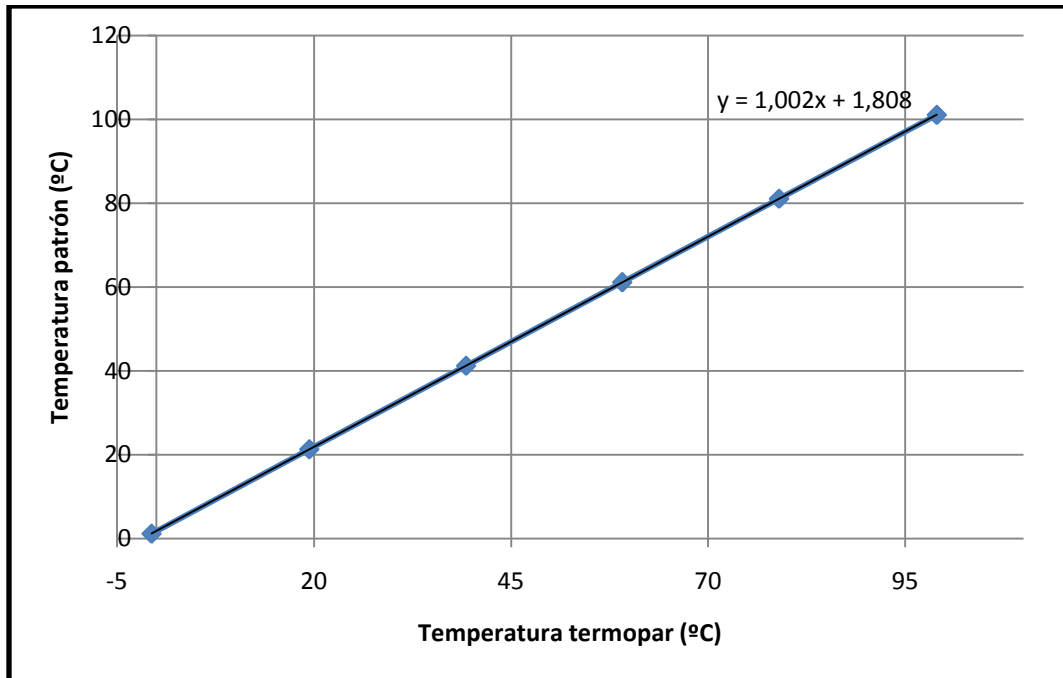


Figura A.3 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 3

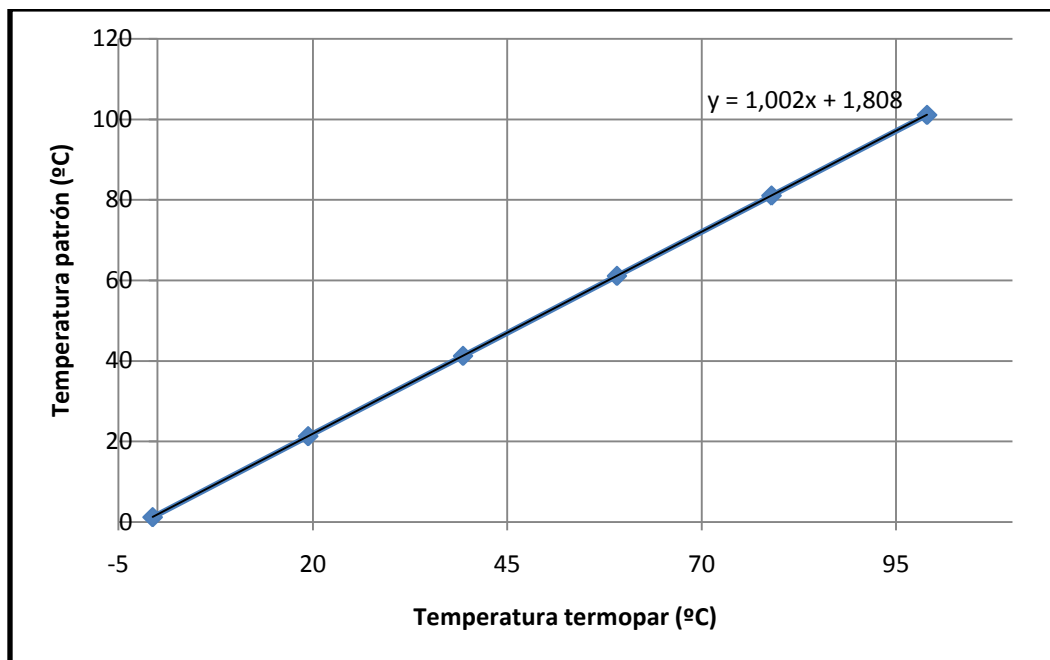


Figura A.4 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 4

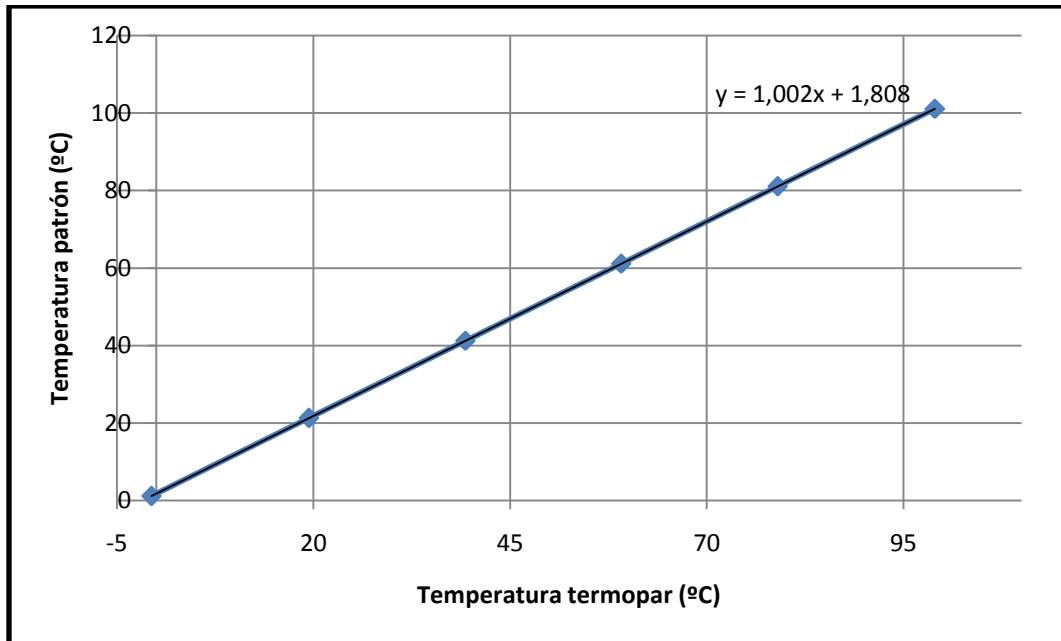


Figura A.5 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 5

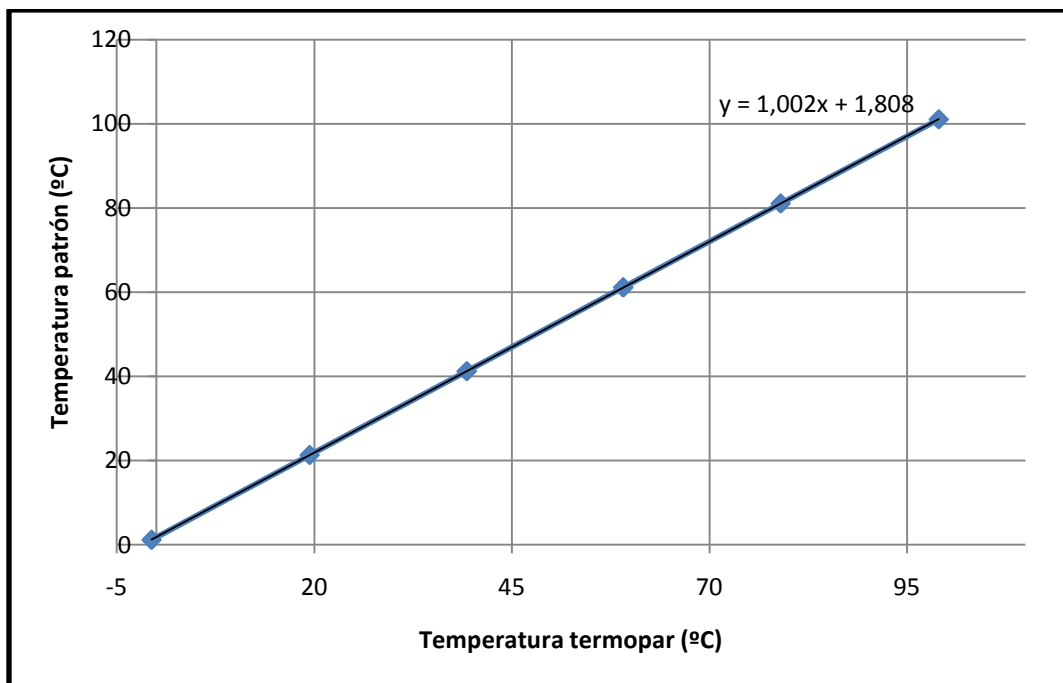


Figura A.6 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 6

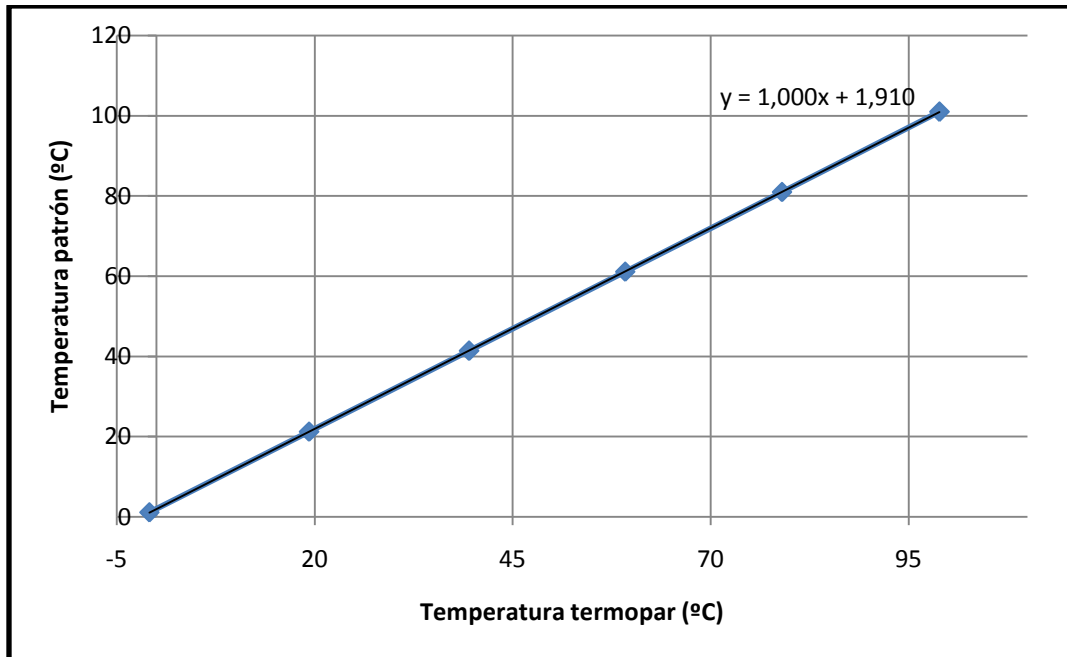


Figura A.7 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 7

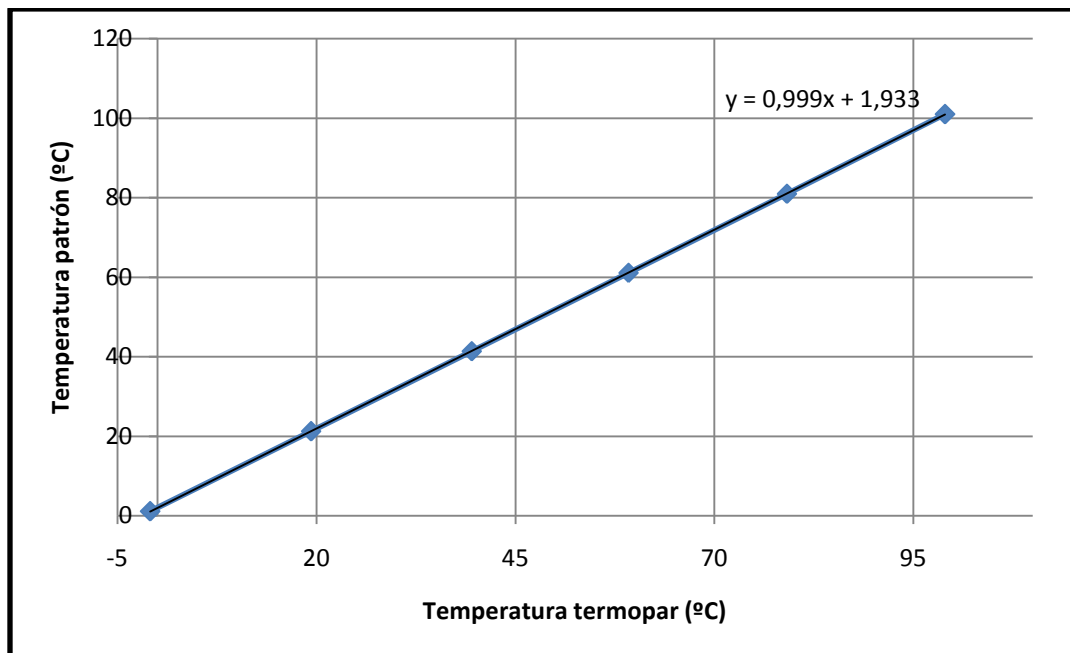


Figura A.8 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 8

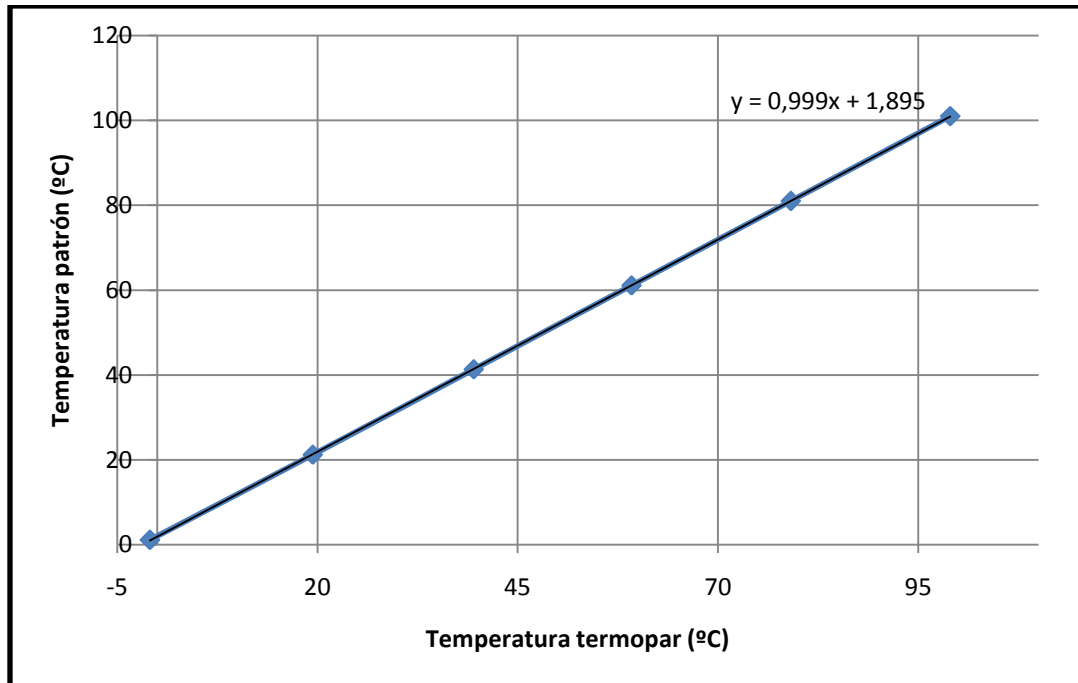


Figura A.9 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 9

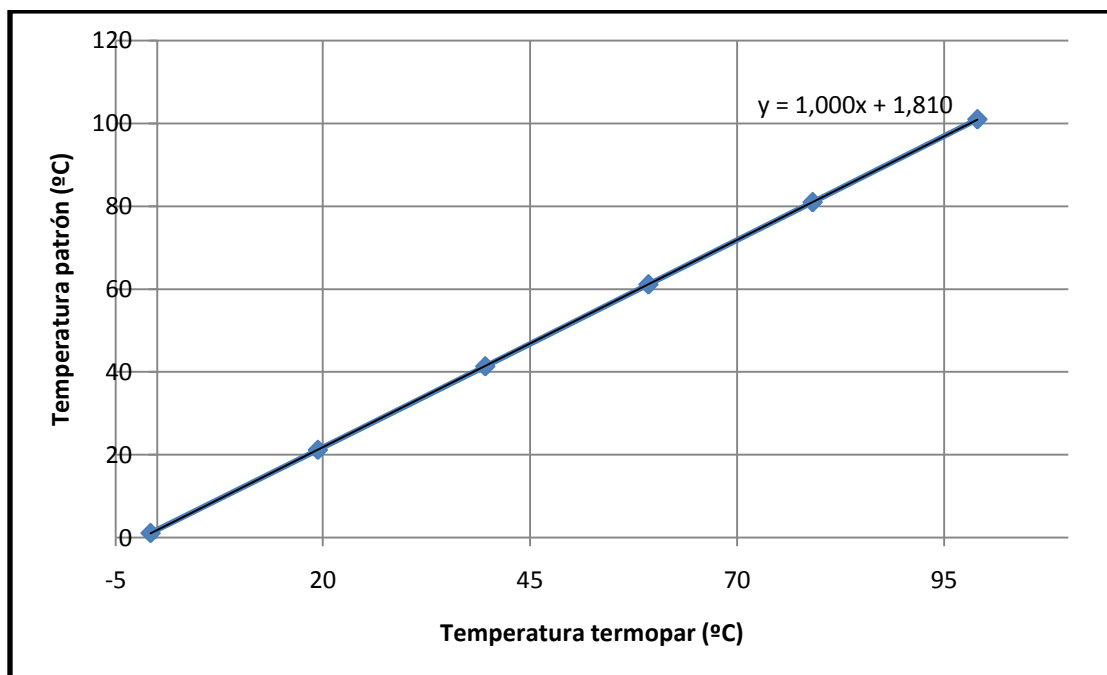


Figura A.10 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 10

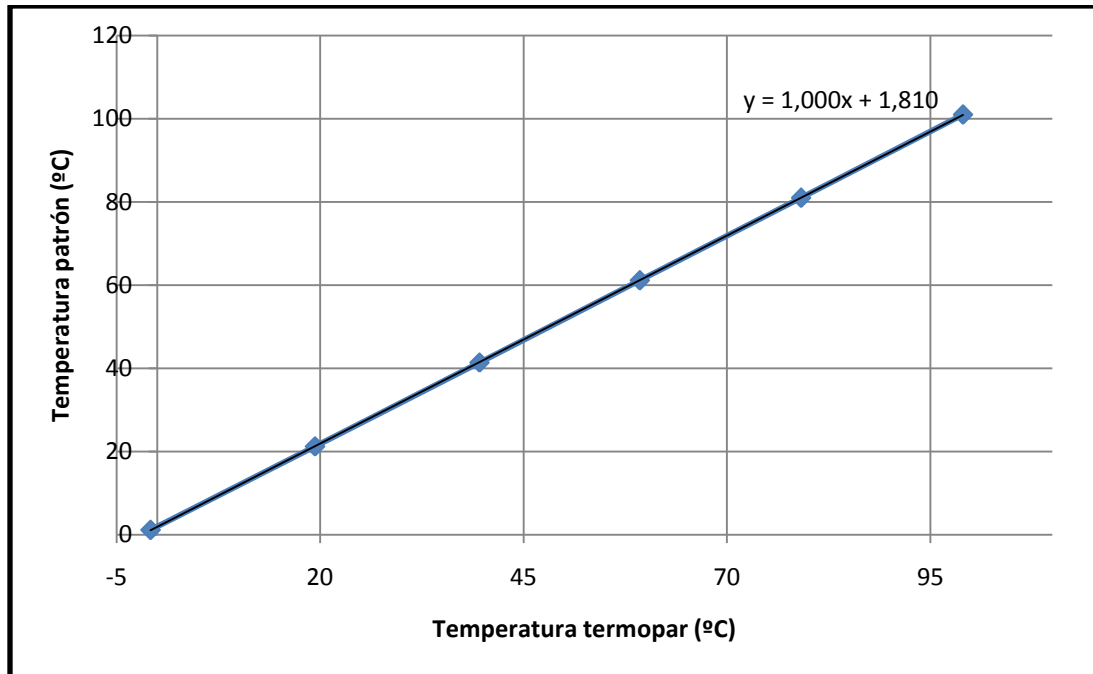


Figura A.11 Gráfica de temperatura patrón (real) respecto a la temperatura del termopar 11

En el proyecto, cada temperatura medida será corregida según su recta de calibración, con lo que aumentaremos la fiabilidad de los datos.

En cuanto a la incertidumbre de la medida, la desviación típica es muy pequeña por lo que aproximaremos por exceso a 0,1 °C por encima y por debajo de la medida. Es decir, cualquier temperatura corregida con su recta de calibración tendrá un error de $\pm 0,1$ °C.



ANEXO II: Terminología utilizada

k = conductividad térmica

C_e = calor específico del aire

α = difusividad térmica

h = coeficiente de convección

T_w = temperatura de la pared

T_∞ = temperatura del medio suficientemente alejada de la pared

L_c = longitud característica

τ_0 = esfuerzo cortante en la pared

y_0 = distancia de la línea central a la fibra más alejada de un conducto

v_∞ = velocidad del ventilador

v = velocidad en un punto del campo fluido

V = velocidad media

d_c = diámetro hidráulico

T_m = temperatura media

β = coeficiente de dilatación

T_c = temperatura de la junta fría de la célula Peltier

T_h = temperatura de la junta caliente de la célula Peltier

V_{in} = voltaje en bornes de la Peltier

Q_c = calor absorbido por la célula Peltier

Q_h = calor cedido por la célula Peltier

h_{planck} = constante de Planck

α_{12} = coeficiente Seebeck

π = coeficiente Peltier

τ = coeficiente Thompson