

DISEÑO DE UN ENFRIADOR TERMOELÉCTRICO PARA UN BAÑO TÉRMICO

E. E. Granda-Gutiérrez*, R. Cuevas-Tenango, O. Morales-Tapia, J. C. Díaz-Guillén,
S. I. Pérez-Aguilar, J. Candelas-Ramírez, F. A. Reyes-Valdés

Corporación Mexicana de Investigación en Materiales S. A. de C. V.
Ciencia y Tecnología 790. Fraccionamiento Saltillo 400. Saltillo, Coahuila, CP 25290
* Tel. (844) 411-3200 ext. 1327, egranda@comimsa.com

RESUMEN

En este trabajo se presenta un sistema de refrigeración basado en celdas Peltier. El sistema ha sido diseñado para enfriar, y mantener a una temperatura constante de 15°C , el agua de un baño térmico para ensayos normalizados con lubricantes. El objetivo es aprovechar la capacidad en el control de la temperatura de los enfriadores termoeléctricos, que son dispositivos semiconductores cada vez más utilizados en aplicaciones con temperaturas inferiores a la temperatura ambiente estándar.

1. INTRODUCCIÓN

El enfriamiento termoeléctrico es asociado con el efecto Peltier, descubierto en 1834 por Thomas Seebeck y Jean Peltier, que ha sido definido como una absorción de calor que ocurre en la unión de dos conductores por los que circula una corriente eléctrica de corriente continua (CC) [1]. Este efecto es opuesto al calentamiento óhmico debido al efecto Joule.

Un módulo termoeléctrico típico consiste en un arreglo de semiconductores de Telurio de Bismuto; estos semiconductores se encuentran eléctricamente conectados en serie, pero térmicamente están en paralelo, como se aprecia en la figura 1 [2].

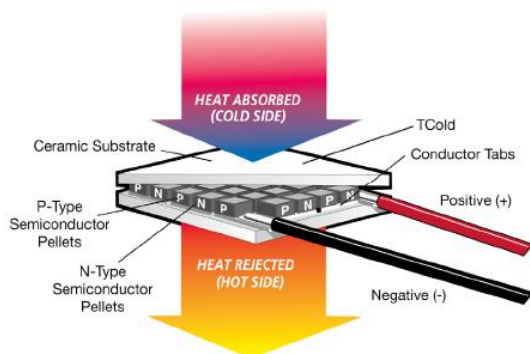


Figura 1. Enfriador termoeléctrico.

El objetivo de este trabajo es presentar el diseño de un enfriador basado en módulos termoeléctricos, para ser utilizado en el control de la temperatura de un baño térmico utilizado para efectuar pruebas normalizadas en lubricantes, de acuerdo a la norma ASTM D1298, donde se requiere que la temperatura de las muestras de aceite o crudo se encuentren a temperaturas normalizadas por debajo de la temperatura ambiente estándar [3].

2. ESPECIFICACIONES TÉRMICAS

2.1. Baño térmico

La figura 2 presenta el esquema general del baño térmico que se requiere para efectuar los ensayos en lubricantes de acuerdo a la norma ASTM D1298. Consiste esencialmente en un medio acuoso que debe mantenerse a una temperatura constante (15°C típico) alrededor de las muestras de aceite a las que se realizarán los ensayos.

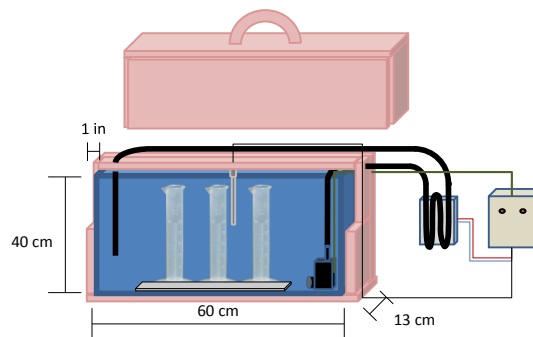


Figura 2. Baño térmico

En baño térmico, de diseño propio, es de vidrio y tiene una cubierta de material aislante a base de espuma de poliestireno extruido de 1 pulgada de espesor, como se observa en la figura 2. En la misma figura se aprecia una bomba sumergible para la recirculación del fluido (agua), un intercambiador de calor sobre el que se

encuentran los módulos Peltier, y el circuito de control de la temperatura.

2.2. Calor removido

Para establecer una primera aproximación sobre las características del sistema termoelectrico de enfriamiento se toma en cuenta que la cantidad de agua contenida en el recipiente es igual al volumen del recipiente menos el volumen de las tres probetas $V_{\text{agua}}=28.651 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, y el volumen del aceite $V_{\text{aceite}}=2.548 \times 10^{-3} \text{ m}^3$.

Asumiendo que se tienen las propiedades termofísicas del agua y de un aceite de motor sin usar (tomadas de Lemmon et al.) [4]:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{agua}} &= 998.21 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_{\text{aceite}} &= 899 \text{ kg/m}^3 \\ C_{p_{\text{agua}}} &= 4.1841 \text{ kJ/(kgK)} \\ C_{p_{\text{aceite}}} &= 1.9 \text{ kJ/(kgK)}\end{aligned}$$

Donde ρ es la densidad y C_p es el calor específico.

Partiendo de temperatura ambiente estándar, hasta 15°C , la cantidad de calor que debe ser removido del agua es Q :

$$Q = (V_{\text{agua}} \rho_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}} + V_{\text{aceite}} \rho_{\text{aceite}} C_{p_{\text{aceite}}}) \Delta T$$

$$Q = 1240.163 \text{ kJ} \quad (1)$$

De este modo, asumiendo que podemos disponer de una hora para alcanzar la temperatura de operación, es necesario suministrar durante este tiempo una potencia de aproximadamente 345 W al sistema de enfriamiento (ideal).

2.3. Pérdidas

El diseño térmico del baño debe tomar en cuenta una estimación de las pérdidas de calor en el sistema, debido a la diferencia de temperaturas con el ambiente que lo rodea. En estado estable, se toman en cuenta las siguientes consideraciones para la determinación de dichas pérdidas:

1. Solo se consideran las pérdidas por convección en las paredes laterales del recipiente. Las pérdidas son calculadas con temperaturas constantes de $T_{\text{aire}}=25^\circ \text{ C}$ y $T_{\text{agua}}=15^\circ \text{ C}$.
2. Los coeficientes de transferencia de calor para el aire y el agua son estimados en $h_{\text{aire}}=5 \text{ W/(m}^2\text{-K)}$ y $h_{\text{agua}}=250 \text{ W/(m}^2\text{-K)}$. Según Çengel y Ghajar [5], los coeficientes de

transferencia de calor por convección libre para gases varían de entre $2 \text{ y } 5 \text{ W/(m}^2\text{-K)}$, de donde se toma el valor mayor; para el agua se estima con una diferencia de 1° C entre la temperatura de pared (vidrio) y el agua, empleando la correlación de Churchill y Chu (presentada por Çengel y Ghajar y otros autores) para placas planas verticales se obtuvo este valor aproximado.

3. No se consideran efectos los convectivos en el aceite.

Bajo estas consideraciones y con las dimensiones ya especificadas del baño $0.60 \times 0.13 \times 0.40 \text{ m}$. La superficie sobre la que ocurren las pérdidas es un área $A = 0.584 \text{ m}^2$, según se observa en la figura 3.

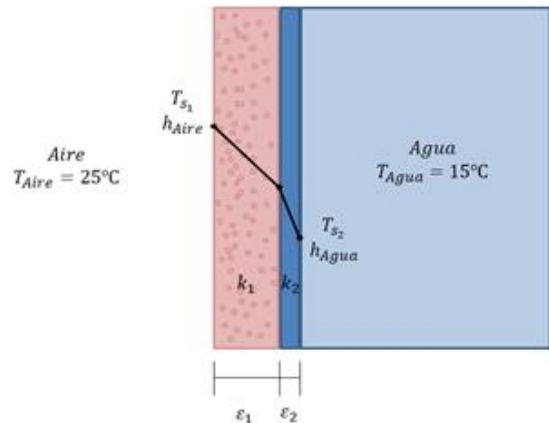


Figura3. Pérdidas de calor en las paredes del recipiente

Si el espesor del aislante es $\epsilon_1=0.0254 \text{ m}$ y del vidrio $\epsilon_2=0.0040 \text{ m}$, y la conductividad térmica del aislante $k_1=0.0238 \text{ W/(m-K)}$ (valor proporcionado por el fabricante) y del vidrio $k_2=1 \text{ W/(m-k)}$ según Çengel y Ghajar [5], entonces se tiene que el flujo de calor dQ/dt es:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (2)$$

Siendo Δt la diferencia de temperatura entre al ambiente y el agua del baño en estado estable $\Delta T = 10^\circ \text{ CA}$, el área equivalente de la pared y U es la conductividad térmica equivalente. De este modo se puede calcular el factor UA como [5]:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{aire}} A} + \frac{\epsilon_1}{k_1 A} + \frac{\epsilon_2}{k_2 A} + \frac{1}{h_{\text{agua}} A}} \quad (3)$$

Siendo $UA = 0.457 \text{ W/K}$. Por lo que el flujo de calor que se manifiesta debido a las pérdidas se estima entonces en $\dot{Q} = 4.57 \text{ W}$.

Adicionalmente, la bomba de recirculación es una fuente de calor, puesto que el agua que circula por ella es también su mecanismo de enfriamiento. La bomba de flujo opera a 120 V y consume una corriente de 0.68 A, por lo que si se considera un eficiencia eléctrica típica de $\eta=70\%$, el flujo de calor producido por ella es $\dot{Q} = 24.48 \text{ W}$

Las pérdidas totales se estiman entonces en unos 30 W (pérdidas al ambiente más pérdidas de la bomba).

3. DISEÑO TERMOELÉCTRICO

El desarrollo de equipo de refrigeración utilizando tecnología termoeléctrica puede, en muchos casos, remplazar a los sistemas convencionales de compresión de vapor. Además, los sistemas termoeléctricos tienen la ventaja de que pueden producir frío o calor con solo invertir la polaridad del potencial aplicado a la celda Peltier [6].

Esta es el motivo principal de en esta aplicación se considere el uso de celdas Peltier, puesto que el sistema puede ser capaz de compensar desviaciones positivas o negativas en la temperatura del baño térmico.

En esta sección se presentan los detalles más esenciales del diseño termoeléctrico del sistema que se propone en el presente trabajo.

3.1. Intercambiador de calor

El intercambiador de calor está comprendido por una placa enfriadora donde circula el agua del baño térmico (con ayuda de la bomba), una celda Peltier o arreglo de ellas y un disipador de calor para retirar el calor de la celda hacia el ambiente (figura 4).

Para efectos de este análisis se considera que la superficie de la placa enfriadora y los tubos que conducen el agua por su interior están a una temperatura constante y además el efecto del desarrollo del flujo en la entrada de la tubería se asume despreciable.

El balance de energía (flujo de calor desde el fluido hacia la placa enfriador), a lo largo de toda

la longitud del tubo L , en el interior de la placa es el siguiente [5]:

$$-\dot{m}C_p dT_m = h(T_s - T_m)dA \quad (4)$$

El signo negativo en el balance es debido a la pendiente negativa en la aproximación de T_m (temperatura del agua) a T_s (temperatura de la superficie de la placa), para un caso de calentamiento esta sería positiva.

El cambio de la energía está dado por el cambio de la temperatura media del agua y es igual al flujo de calor que hay entre la superficie y el agua por convección (figura 5).

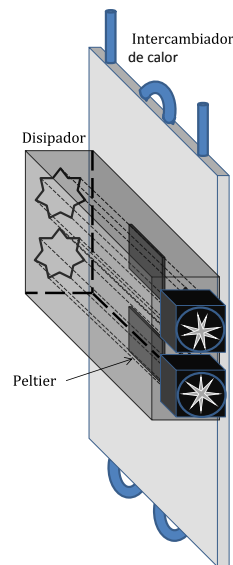


Figura4. Ensamblaje del intercambiador de calor

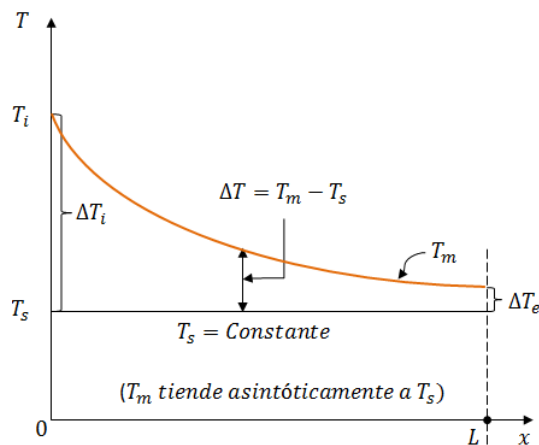


Figura5. Temperatura del fluido en la placa enfriadora

La diferencial de área puede ser representada como pdx donde p es el perímetro del tubo, y dado que T_s es constante dT_m se puede escribir como $-d(T_s - T_m)$. El balance de energía anterior puede ser escrito de la siguiente forma.

$$\frac{d(T_s - T_m)}{(T_s - T_m)} = -\frac{hp}{mCp} dx \quad (5)$$

Integrando desde $x=0$ donde $T_m=T_i$ y $x=L$ donde $T_m=T_e$ obtenemos

$$\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} = -\frac{hA}{mCp} \quad (6)$$

Despejando T_s

$$T_s = \frac{T_e - T_i e^{-\frac{hA}{mCp}}}{1 - e^{-\frac{hA}{mCp}}} \quad (7)$$

Mediante la ecuación anterior, es posible determinar la temperatura requerida en la superficie de la placa enfriadora, que para el caso que se analiza resulta ser de $T_s=14.8^\circ\text{C}$, asumiendo que se requiere que la temperatura de salida del enfriador debe ser $T_e=15^\circ\text{C}$.

3.2. Celda Peltier y circuito de mando

A partir de las curvas de desempeño de un módulo comercial de 340 W (figura 6), es posible obtener los parámetros de diseño del circuito que administre la potencia suministrada al enfriador termoelectrico para mantener una temperatura en la placa enfriadora cercana a los 15°C .

El parámetro de diseño más importante en este caso es la diferencia de temperatura entre el lado caliente y el lado frío del módulo termoelectrico. Asumiendo que no se deben exceder los 50°C en el lado caliente del módulo, y que éste se polariza con 24 V, obtenemos de la figura 6 que con una diferencia de temperatura de 35°C y una corriente de 9.2 A, la potencia que es capaz de remover un solo módulo termoelectrico es de aproximadamente 125 W si el lado frío del módulo está ligeramente debajo de los 15°C .

Con el fin de acercarse al requisito inicial, son necesarios dos módulos idénticos para proveer un total de 250 W de capacidad de potencia de enfriamiento. Este dato es considerado el peor de los casos, puesto que cuando la temperatura del lado caliente del módulo es cercana a la

temperatura ambiente, cada módulo es capaz de retirar casi 250 W.

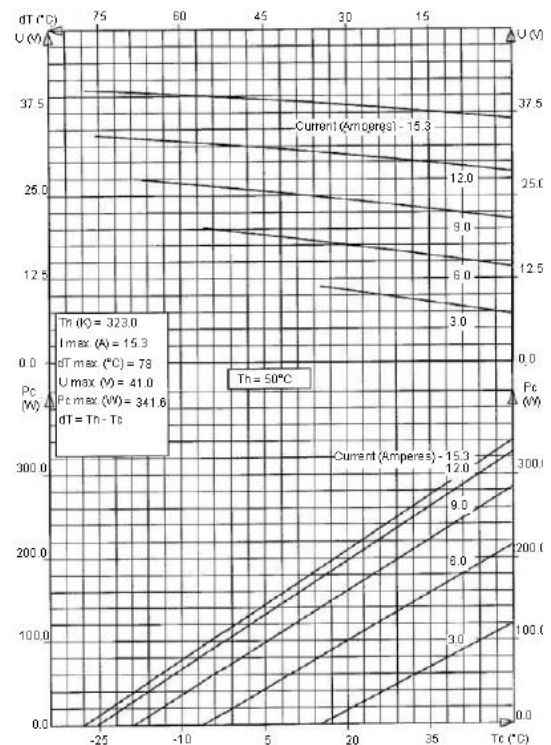


Figura6. Curvas de rendimiento de la celda Peltier comercial [7]

En la figura 7 se ilustra un bosquejo del diagrama a bloques del circuito utilizado para suministrar la potencia eléctrica requerida por los módulos termoelectricos.

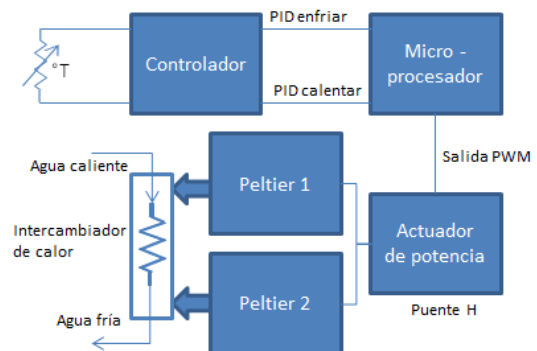


Figura5. Diagrama a bloques del circuito

El circuito utiliza un controlador de temperatura con salida PID para procesos duales (frio - calor), de tal manera que es posible saber cuándo la temperatura del proceso está por debajo o por arriba del valor de referencia.

De este modo, mediante un algoritmo de comparación PWM se acopla la señal de salida de este controlador a un puente H basado en MOSFET de potencia, que puede polarizar los módulos en directa (enfriamiento) o en inversa (calentamiento), para controlar la temperatura de una manera precisa ante desviaciones positivas o negativas en la temperatura del agua del baño térmico.

3.3. Construcción y validación

En la figura 8 se presenta una imagen del circuito como se construyó para realizar la validación del diseño. Las pruebas de validación se realizaron únicamente con el lazo de control de enfriamiento, ya que el calentamiento no fue necesario puesto que la temperatura ambiente se mantuvo siempre por encima de las condiciones estándar (25° C).

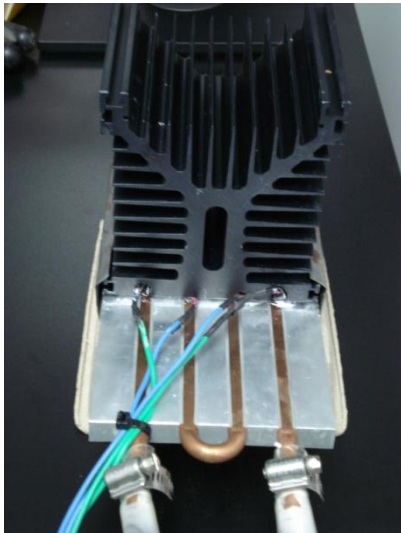


Figura8. Montaje del intercambiador de calor, la celda Peltier y el disipador.

La temperatura del agua se midió a la salida del enfriador utilizando un medidor de temperatura Fuke 52 II, y un termopar tipo K. Se registró una temperatura de 15 °C a los 79 minutos de estar en operación, superando al modelo en 19 minutos. Asimismo, la temperatura en el disipador de calor, en la parte más cercana a la celda Peltier, se midió en 65 °C; esto quiere decir que la diferencia de temperatura en la celda (45 °C) es superior a la esperada a partir del cálculo teórico (35 °C).

La diferencia en temperatura y en el tiempo en que se alcanza la temperatura deseada se atribuye a que el modelo no considera el efecto no ideal

que resulta de la unión de un semiconductor de potencia y su disipador de calor.

4. CONCLUSIONES

Mediante el uso de celdas Peltier es posible diseñar sistemas de refrigeración de pequeña y mediana capacidad de enfriamiento, sin la necesidad de recurrir a sistemas convencionales de compresión de vapor.

En este trabajo se propone el diseño de un enfriador basado en módulos termoelectricos para enfriar el agua de un baño térmico a 15 °C y mantenerla en este valor ante desviaciones positivas o negativas en la temperatura del proceso, gracias a la capacidad de las celdas Peltier de absorber o ceder calor, según la polaridad de la corriente que se les aplica.

5. REFERENCIAS

- [1] Yu. G. Gurevich and G. N. Logvinov. Theory of thermoelectric cooling in semiconductor structures. *Revista Mexicana de física*. 53-5 (2007) 337 – 349.
- [2] Tellurex Corporation. Introduction to thermoelectrics. Tellurex Co. www.tellurex.com (mayo de 2012).
- [3] ASTM D1298. Standard Test Method for Density, Relative Density (Specific Gravity) or API Gravity of Crude Petroleum and Liquid Petroleum Products by Hydrometer Method. *D1298 – 99* (2005) ASTM International.
- [4] E.W. Lemmon, M.O. McLinden and D.G. Friend. Thermo physical Properties of Fluid Systems. *NIST Chemistry Web Book, NIST Standard Reference Database Number 69*, Eds. P.J. Linstrom and W.G. Mallard, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, <http://webbook.nist.gov> (mayo 2012).
- [5] Yunus A. Çengel, Afshin J. Ghajar, Transferencia de Calor y Masa: fundamentos y aplicaciones, McGraw Hill, 2004.
- [6] A. Rodríguez, J. G. Vián, D. Astrain. Development and experimental validation of a computational model in order to simulate ice cube production in a thermoelectric ice-maker. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2961- 2969.
- [7] Multicomp. 340 W thermoelectric modules. *Datasheet*. Multicomp MC. www.farnell.com (mayo de 2012).