

# Análisis del modelaje matemático de termosifones en comparación a aplicación experimental

Robert Alexis Leonczuk Minetto<sup>1</sup>, Walber Ferreira Braga<sup>2</sup>

Universidad Federal de la Integración Latino-Americana (UNILA), Foz do Iguaçu, PR, Brasil, 85866-000

Este trabajo tiene como fin la evaluación de la capacidad de transferencia de calor de un termosifón de butano. Esto se realiza a partir de la comparación de modelos numéricos aplicados a diferentes condiciones operacionales contra mediciones empíricas realizadas *in situ*. Se observó resultados similares en el comportamiento de los gráficos de potencia vs temperatura para los sensores de temperatura del evaporador y el condensador, así como de entrada y salida de agua cuando se aplicaron diferentes caudales. Para el caso de la simulación de potencia para el flujo natural, se observó un comportamiento no lineal, de igual forma los resultados se consideran próximos a los valores experimentales. Ya en el caso de la simulación forzada, esta presentó un carácter lineal, presentando tendencia a valores de potencia mayores a los experimentales. Finalmente, el análisis de los límites operacionales no fue conclusivo para explicar la divergencia entre las temperaturas del evaporador y del condensador. Los resultados son satisfactorios, sin embargo, considerando el orden de magnitud de las variables envueltas, así como de los equipos disponibles, se sugiere para trabajos futuros mejorar la sensibilidad de los equipos e instalar sensores de temperatura extras.

**Palabras clave:** termosifón, butano, modelaje matemática

## Nomenclatura

$\dot{v}$	=	Caudal del agua (L/min)	$r$	=	Radio (m)
$M$	=	Masa (kg)	$l$	=	Longitud (m)
$\rho$	=	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	$k$	=	Coficiente Conductivo (W/m.K)
$t$	=	Tiempo (s)	$h$	=	Coficiente convectivo (W/m <sup>2</sup> .K)

<sup>1</sup> Discente, Instituto Latinoamericano de Tecnología, Infraestructura y Territorio, , robert.leonczuk@gmail.com

<sup>2</sup> Profesor Titular, Instituto Latinoamericano de Tecnología, Infraestructura y Territorio, walber.braga@unila.edu.br



## Introducción

La invención de los tubos de calor como tal data de 1944 cuando se patentó un dispositivo que consistía de un tubo cilíndrico cerrado, conteniendo un fluido de trabajo que se evaporaría en un extremo al exponerse a una fuente de calor, y condensaría en el otro frente a un reservorio frío. Se utilizó una estructura porosa hecha de malla de acero para poder mover el líquido condensado hacia el otro extremo del tubo, esto se realiza a través del bombeo capilar, sin la necesidad de aplicar un trabajo externo. A pesar de esto, no fue hasta mediados de la década del 60 en Los Alamos National Laboratory, cuando se impulsó la investigación en tubos de calor inspirada en la utilización de los mismos en las actividades aeroespaciales. Su característica como conductor de calor excepcional entre sus extremos le permitió sobresalir en la ecualización térmica de satélites, una vez que estos son expuestos a grandes variaciones de temperatura siendo que una región se mantiene enfrentada hacia el sol, mientras que el resto se orienta hacia el vacío y el planeta Tierra, causando gran stress térmico. [1]

Años más tarde los tubos de calor encontraron aplicaciones terrestres de las cuales se destaca la recuperación de calor para precalentamiento de aire utilizando gases de escape en procesos industriales, la climatización de edificios o la homogeneización de temperaturas en hornos de cocción en la industria de alimentos. Además de esto se suma el deshielo de carreteras en países con climas fríos, y como sistema de control de temperatura en la línea petrolera de Alaska. Donde se requirió cerca de 100.000 tubos de calor para evitar el descongelamiento del permafrost debajo de la misma, evitando que esta se hunda y colapse. En las últimas décadas los avances en la electrónica han permitido componentes más potentes, de menor tamaño y a costos reducidos. Aunque dichos avances se encuentran cada vez más limitados por el nivel de disipación de calor, esto para poder mantener temperaturas de operación aceptables. Con esta premisa es que los tubos de calor han encontrado un mercado creciente, diseñando nuevos tubos flexibles y de tamaño reducido, adaptándose a nuevas necesidades del mercado. [2]

Dentro de las energías renovables se menciona su uso en colectores solares pasivos y en concentradores solares, permitiendo un intercambio de calor más eficiente entre el colector y el reservorio de fluido, mejorando así la relación costo-beneficio de estos sistemas. Además de esto, se encontraron estudios sobre el uso de termosifones para reducir la temperatura de placas solares fotovoltaicas, las cuales obtienen mejores índices de eficiencia de conversión energética debido a la dependencia de la misma con la temperatura de operación. [1]

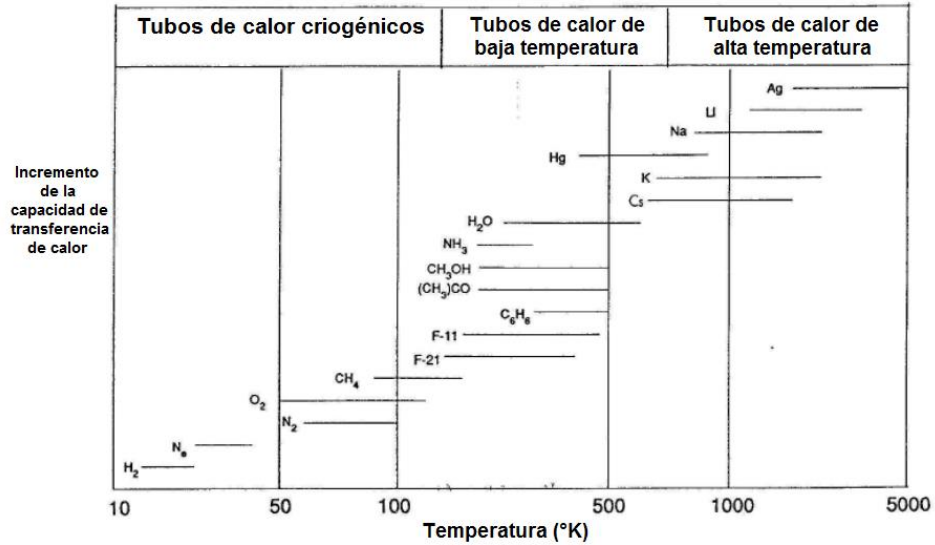
Debido a sus excelentes cualidades como conductor térmico y a su amplia aplicabilidad, es que surge la motivación por este trabajo. Se plantea realizar una evaluación de dichas propiedades conductoras in situ a través de una bancada

experimental, así como a través de simulación numérica, esto con el propósito de mejorar el entendimiento sobre el funcionamiento de los termosifones y de los métodos de evaluación de los mismos.

### **Análisis Físico**

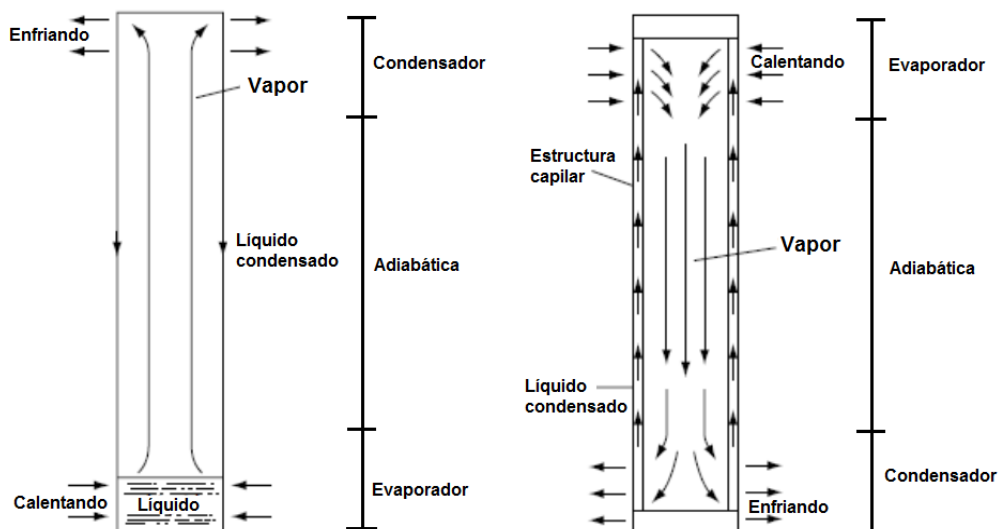
Desde el punto de vista operacional, todos los tubos de calor siguen un mismo principio de funcionamiento, esencialmente se mantiene la idea original de utilizar un tubo cerrado en sus dos extremos y relleno de un fluido de trabajo. Cuando un extremo es enfrentado a una fuente térmica, el líquido comienza a evaporarse vía ebullición, aumentando la presión de vapor local. Esto causa un gradiente de presión dentro del tubo, entonces el vapor se transporta hacia el otro extremo del mismo. En esta región del tubo se encuentra un reservorio más frío, en el cual el vapor se condensa y libera la energía térmica en forma de calor latente. [3]

Para este trabajo se eligió al butano como fluido de trabajo, el mismo posee cualidades ambientalmente deseables como presentar un bajo potencial para afectar la capa de ozono, así como para contribuir al calentamiento global [4]. Otras características del butano son que posee una presión de vapor saturado a temperatura ambiente de 220 kPa, y un volumen específico del vapor de  $0,18\text{m}^3$ [5]. Esto implica dos importantes ventajas en la práctica según [6], una de ellas es que se elimina la necesidad de realizar un alto vacío durante la carga del fluido en el sistema. Una vez que se carga el mismo, los gases no condensables atrapados dentro del tubo pueden ser eliminados al evaporar parte del fluido cargado. Considerando que éste posee una mayor presión de vapor a temperatura ambiente, al evaporarse el mismo se desplazará hacia afuera del sistema junto con los gases no condensables. La otra ventaja del butano es cuando es comparado con el agua, esto surge a partir de que el agua posee una presión saturada sub atmosférica de 2,4 kPa, lo cual deriva en la necesidad de utilizar alto vacío durante la carga del sistema a temperatura ambiente, lo que encarece los costos de producción. A modo de comparación, en la figura siguiente se muestran algunos tipos de fluidos de trabajos normalmente utilizados y la variación de la temperatura de operación de los mismos.



**Fig. 1 Rango de temperaturas de operación para diferentes fluidos de trabajo. Adaptado de: [8]**

Se debe resaltar que para que el proceso sea cíclico, el condensado deberá regresar al otro extremo. Esta acción se realiza por medio de la gravedad (en el caso de los termosifones) o a través de la presión capilar presente dentro del material poroso que este en contacto con el condensado (para tubos de calor). La ventaja de este último es permitir al dispositivo trabajar en cualquier posición, independiente de la gravedad, de esta forma es posible ubicar el condensador por debajo del evaporador. Dicha característica le permite al tubo de calor operar en ambientes de micro gravedad, encontrando así aplicación en la industria aeroespacial, la Fig. 2 ejemplifica lo antes dicho. [7]



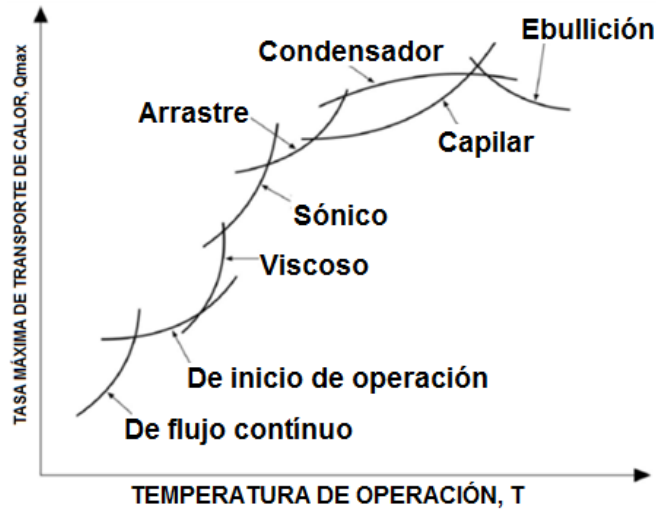
**Fig. 2 Esquema comparativo simple entre un termosifón (izquierda) y un tubo de calor (derecha)**

Adaptado de [7]

La región entre ambos extremos del tubo se le conoce como región adiabática, esta puede estar cubierta por un aislamiento térmico. En la misma el calor se transfiere mayoritariamente en la dirección del fluido, siendo esta principalmente de forma axial, por tanto se tiene una pérdida de calor menor a través de las paredes hacia el ambiente en dicha región. Esto repercute en que los tubos de calor y termosifones puedan contar con extensas secciones adiabáticas, con una pequeña caída en la temperatura entre sus extremos. [3]

La operación de un termosifón o de un tubo de calor encuentra sus limitaciones en la capacidad de transferir energía térmica cuando se presentan ciertos límites físicos en su operación. Entre los cuales se destacan el límite viscoso, sónico, capilar, de arrastre y de ebullición entre otros. El límite viscoso se caracteriza por la predominancia de los efectos viscosos en el flujo de vapor del fluido de trabajo, esto puede causar que la presión de vapor en el condensador caiga a cero, llegando a limitar la transferencia de calor. En el caso del límite sónico, este se puede encontrar con mayor facilidad en las aplicaciones de metal líquido como fluido de trabajo, en los cuales la velocidad del vapor puede alcanzar velocidades próximas a la del sonido local, donde se obtiene la formación de una onda de choque que limita la velocidad de propagación del vapor, y por tanto de la transferencia de calor. Para el caso del límite capilar, para una determinada combinación de estructura porosa y líquido de trabajo, la transferencia de calor se verá limitada por la capacidad de dicha estructura de bombear el condensado y causar la recirculación del fluido. Ya en el caso del límite de arrastre, la velocidad del vapor llega a ser tan alta que la fricción entre él y el condensado llega a causar un retorno parcial de este último, limitando el flujo másico y por tanto la transferencia de calor. Finalmente el límite de ebullición se manifiesta cuando se aplica un exceso de flujo de calor en la región del evaporador, esto causa que la ebullición nucleada presente en dicha región se transforme en una ebullición en película, aumentando la resistencia local, y por tanto limitando la transferencia de calor. [8]

Cada uno de ellos depende de dos variables fundamentales, siendo estas la temperatura y la transferencia de calor a través del tubo. Estos límites no son universales y varían para cada tipo de fluido de trabajo que sea utilizado, así como de la malla para la estructura capilar. A continuación se observa un diagrama típico de los límites encontrados en la operación de dichos sistemas, siempre se debe buscar trabajar en condiciones ubicadas debajo de la curva representada en la Fig. 3. [7]



**Fig. 3 Diagrama de límites operacionales de un tubo de calor. Adaptado de: [8]**

### **Materiales y métodos**

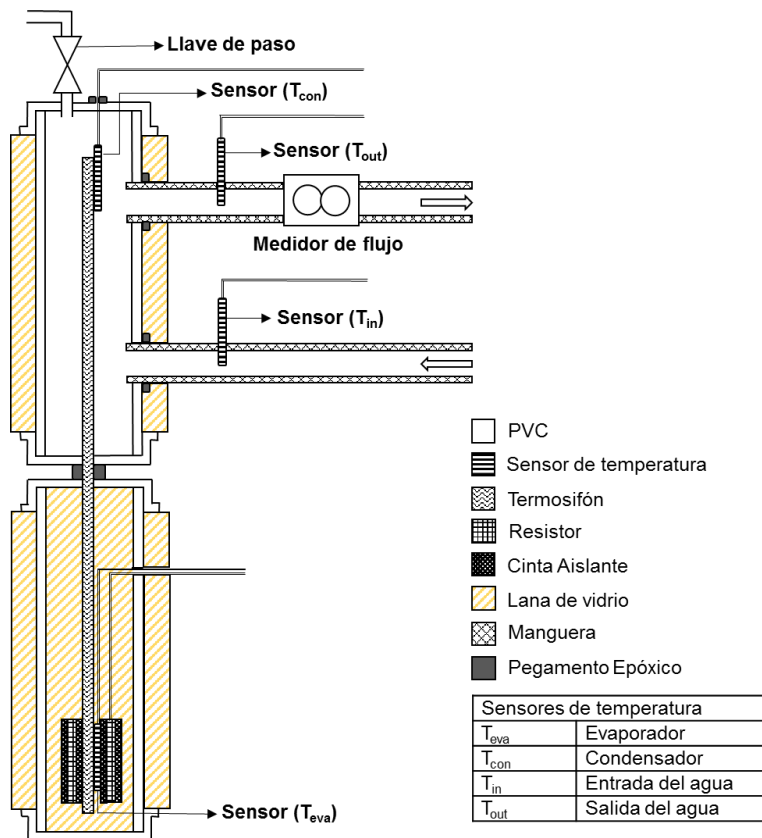
En el diagrama de la Fig. 4 se visualiza un corte transversal de la bancada experimental construida para realizar las mediciones necesarias. En el centro de la misma se observa un termosifón cilíndrico de cobre de 20,7 cm de longitud y un diámetro de 6 mm, en el cual se emplea butano como fluido de trabajo, siendo desconocido el nivel de llenado del mismo dentro del termosifón. Es necesario un sistema de calentamiento y de refrigeración para controlar la energía térmica que entra y sale del sistema, por tanto se construyen dos cámaras de PVC, cada una contiene en su interior aproximadamente la mitad del termosifón. Debido a la naturaleza dependiente del termosifón con la gravedad para poder operar con normalidad, se tiene que la región del condensador se ubicará sobre la región del evaporador.

Para suministrar la energía térmica necesaria se utiliza un resistor plano modelo Loren Ultra de la marca Lorenzetti©. El mismo debe ser cortado, retirando el extremo que posee la distancia más larga entre dos terminales, de esta forma se tendrá un resistor con la distancia adecuada para colocar sobre el termosifón, sin encontrarse en una sobre posición consigo mismo alrededor del termosifón.

Por motivos de seguridad se utiliza una cinta aislante a base de PVC de la marca 3M© modelo Scotch 33+ entre el resistor y el termosifón. Esto es para evitar la posibilidad de un choque eléctrico, una vez que las paredes del termosifón son de cobre y podrían conducir la corriente eléctrica a lo largo del sistema. Debido al riesgo de que la cinta aislante se derrita por un exceso de temperatura en el evaporador, se debe realizar un estudio de las condiciones de operación máxima que soportaría la misma. Como fuente de energía eléctrica para dicho resistor se utiliza una

fuentes regulables AC/DC de la marca MCP lab electronics© modelo M10-AD370-6 con tensión de 0-30V y corriente de 0-6A.

Como sistema de refrigeración se utiliza agua común y corriente proveniente del sistema público conectada a través de dos mangueras de entrada y salida, las mismas se ubican en la parte inferior e superior de la cámara de refrigeración. Para sellar posibles fugas de agua se utiliza un pegamento de base epóxica, así como uno de secado rápido. Con el fin de reducir las pérdidas de energía térmica hacia el ambiente, ambas cámaras son cubiertas por capas de lana de vidrio, así como de una delgada capa de material reflectante, de igual forma se utiliza lana de vidrio para rellenar la cámara inferior donde se encuentra el resistor. Debido a problemas con acumulación de aire en la parte superior de la cámara de refrigeración, se instala una llave de paso que permite el “sangrado” del sistema, liberando la mayor parte del aire excedente atrapado dentro del mismo.



**Fig. 4 Diagrama de corte transversal de la bancada experimental. Autoría propia.**

Para realizar las mediciones se utilizó 4 sensores de temperatura 1-Wire® Digital Thermometer modelo DS18B20 de la DALLAS Semiconductor©. Estos pueden realizar mediciones de -55°C hasta 125 °C con una precisión de ± 0,5 °C desde -10 °C hasta +85 °C. Las posiciones de cada uno de ellos dentro del sistema pueden ser observadas en el



diagrama anterior. Para fijar las posiciones de los sensores ubicados en la región del evaporador y del condensador se utilizan precintos. Además de esto se colocó pasta térmica, la cual mejora la conductividad térmica entre la superficie del termosifón, el sensor y la cinta aislante en la región del evaporador, y entre la superficie del termosifón y el sensor en la región del condensador.

A su vez se instaló un medidor del flujo de agua modelo HZ21WA de la marca SAIER Sensor©, el mismo utiliza básicamente un sensor de Hall conectado a una turbina y es capaz de realizar mediciones de 1-30 L/min. A través de la curva de operación brindada por el fabricante se determina que el dispositivo registra aproximadamente 7,5 pulsos por L/min de agua, entonces se divide la cantidad de pulsos emitidos por el sensor de Hall por dicho número para obtener el caudal de agua que atraviesa al medidor.

Para poder controlar los sensores de temperatura y de flujo de agua, fue necesario crear una interfaz entre los sensores y un computador personal que sirve como sistema de adquisición de datos. Para esto se utilizó una placa Arduino UNO© y varios componentes electrónicos, entre ellos una pantalla LCD de 20x4 para facilitar la visualización de las mediciones en tiempo real, y como lenguaje de programación se recurrió a Processing, el cual está basado en Java. A continuación en la Fig. 5 se observa la banca experimental, y el diagrama eléctrico del sistema de adquisición de datos utilizado puede ser encontrado en la Fig. A.1 del Anexo, el mismo fue realizado a partir del programa Fritzing©.



**Fig. 5 Fotografía de la bancada experimental. De izquierda a derecha, entrada y salida del agua corriente, termosifón dentro de los tubos de PVC aislados con lana de vidrio (se observa la canilla utilizada para el sangrado del sistema), interfaz de Arduino© para los sensores y el sistema de adquisición de datos(computador), finalmente se observa la fuente regulable de tensión/corriente.**

En el caso de los sensores de temperatura, se realiza una calibración a través de la comparación de los mismos con la lectura de un multímetro digital de la marca UNI-T modelo UT39C. El mismo posee una resolución de 1 °C con una precisión de  $\pm(2\%+8)$  para el rango de temperatura de 1°C-400°C. El termopar, así como los sensores de temperatura, son sumergidos dentro de un contenedor con agua a temperatura ambiente, luego se utiliza una resistencia eléctrica para calentar la base de dicho contenedor de manera uniforme y se realizan las medidas para diferentes potencias suministradas.

Una vez concluidas las mediciones, se crea un gráfico de dispersión con dichos datos y se realiza un ajuste de curva para obtener la curva de calibración, para esto se recurre al método de los mínimos cuadrados. De esta forma es posible obtener un segmento de recta que se interpreta como la tendencia de crecimiento (o decrecimiento) de los valores analizados. A continuación, es necesario realizar un estudio sobre los errores sistemáticos y estadísticos que puedan ser identificados a la hora de haber realizado la calibración de los instrumentos, así como la propagación de los mismos. Para dicho estudio se recurrió a [9] donde se explican de forma clara los pasos y consideraciones necesarias para realizar el análisis de errores. Finalmente se obtiene la curva de calibración para los sensores de temperatura, dicha curva puede ser encontrada en la Fig. A.2 del Anexo.

De forma análoga, debe ser creada una curva de calibración para el medidor de flujo, para esto se utiliza el método gravimétrico, el cual se basa en medir la cantidad de masa de agua que pasa por el sensor de flujo en un determinado tiempo. Para esto se recurre a una balanza de precisión de la marca SATE modelo A-WS014 con una resolución de 1g para un rango de operación de 2g-5000g, así como un cronometro digital convencional con una resolución de 0,01 s. Para calcular el caudal de agua a través del método gravimétrico se utiliza la siguiente expresión, que relaciona la masa de agua con el tiempo medido.

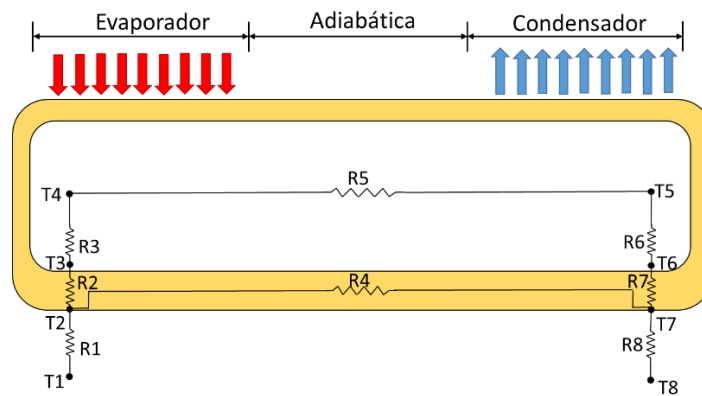
$$\dot{v} = \left( \frac{m_{agua}}{\rho_{agua} * t} \right) * 60 \quad (1)$$

Entonces es posible realizar la curva de calibración al construir un gráfico de dispersión, colocando a los valores obtenidos por el método gravimétrico en el eje de las abscisas, y los valores del medidor de flujo de agua en el eje de las ordenadas. Después de esto, es necesario aplicar el método de mínimos cuadrados sobre los datos obtenidos, entonces se obtiene la ecuación que representa la línea de tendencia de los mismos. Finalmente, se realiza un análisis de los errores sistemáticos, estadísticos y su propagación, de esta forma se obtiene la gráfica de la curva de calibración para el medidor de flujo de agua, la misma puede ser visualizada en la Fig. A.3 del Anexo.

## Modelaje matemático

Una abordaje bien conocida en el modelaje de tubos de calor/termosifones está en la analogía de la transferencia de calor con resistencias eléctricas equivalentes, de esta forma se construye un circuito térmico equivalente. Al igual que el caso eléctrico, las resistencias térmicas representan la dificultad de la energía térmica de atravesar el sistema. Esta herramienta suele ser muy útil para evaluar sistemas con alto carácter unidimensional y en régimen permanente, cualidades características de este tipo de sistemas. [8]

Una ventaja de aplicar un modelo analítico como el de la analogía eléctrica, es que este requiere poco procesamiento computacional en comparación a modelos numéricos más robustos. Esto causa que pueda ser testeado rápidamente en cualquier computador personal moderno, permitiendo poder realizar cambios en el modelo sin mayores dificultades temporales según [10]. El objetivo de aplicar este tipo de abordaje es obtener la resistencia térmica global del termosifón. La misma brinda información sobre cómo la energía térmica se transporta a lo largo del sistema una vez que la resistencia es igual al inverso de la conductancia, además de esto se obtiene la diferencia de temperatura a lo largo del termosifón. En la literatura se encuentran diversos trabajos dedicados al estudio de modelos teóricos y aproximaciones numéricas sobre este tema, entre ellos pueden destacarse los estudios señalados en las referencias como [10-14].



**Fig. 6 Diagrama de resistencias equivalentes de un termosifón. Autoría propia**

La figura anterior representa un diagrama de resistencias equivalentes para un termosifón, siguiendo el orden elegido de forma arbitraria, se tiene que R1 es la resistencia térmica entre el resistor a temperatura T1 y la superficie externa del termosifón. En otras palabras, es la resistencia que ejerce la cinta aislante que se encuentra ubicada entre ambos. Esto es, asumiendo que la resistencia de contacto entre el resistor y la cinta aislante, así como entre la superficie del termosifón y la cinta aislante sean despreciadas. Para respaldar dicha consideración se utiliza pasta térmica entre

dichas superficies, aumentando la conducción térmica de las mismas, entonces se tiene que la resistencia de la cinta aislante es calculada como:

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{r_{e,cinta}}{r_{i,cinta}}\right)}{2\pi l_{cinta} k_{cinta}} \quad (2)$$

Donde  $r_{e,cinta}$  y  $r_{i,cinta}$  son los radios externo e interno de la cinta aislante medidos desde el centro del termosifón,  $l_{cinta}$  es la longitud de la cinta que cubre el termosifón, siguiendo la dirección axial sobre el termosifón, y  $k_{cinta}$  es el coeficiente conductivo de la cinta. Luego se tiene que  $R_2$  es la resistencia térmica de la pared del termosifón del lado del evaporador. Suponiendo una geometría cilíndrica se tiene:

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_{e,p}}{r_{i,p}}\right)}{2\pi l_{eva} k_p} \quad (3)$$

A continuación se evalúa la resistencia térmica que sucede en la zona donde ocurre la evaporación. Según [13] esta puede ser evaluada de forma análoga a la ecuación para la convección, por tanto se tiene para  $R_3$  como siendo igual a:

$$R_3 = \frac{1}{h_{i,eva} A_{i,eva}} \quad (4)$$

Donde  $A_{i,eva}$  es el área interna del evaporador y  $h_{i,eva}$  es el coeficiente convectivo para la evaporación del butano, el cálculo de este último resulta difícil una vez que suceden procesos complejos de intercambio de masa y energía en la región de evaporación. Luego se tiene que la resistencia axial asociada a la conducción de calor a través de las paredes del termosifón ( $R_4$ ), que se encuentra a lo largo de la sesión adiabática puede ser calculada como:

$$R_4 = \frac{\frac{l_{eva} + l_{con}}{2} + l_a}{A_{trans} k_p} \quad (5)$$

Donde  $l_a$  es la longitud de la sección adiabática y  $l_{con}$  es la longitud del la región del condensador,  $A_{trans}$  es el área de la sección transversal del termosifón considerando el radio interno del mismo, y  $k_p$  es el coeficiente conductivo de la pared. A continuación se tiene la resistencia  $R_5$ , la cual es asociada a la caída de presión en el vapor mientras este fluye desde el evaporador hacia el condensador. La misma puede ser representada como, la razón entre la caída de la temperatura de saturación entre el evaporador  $T_{sat\ eva}$  y el condensador  $T_{sat\ con}$ , sobre el flujo de calor  $q$  que circula entre ellos.

$$R_5 = \frac{T_{sat\ eva} - T_{sat\ con}}{q} \quad (6)$$

De forma análoga a la región del evaporador, se determina la resistencia debido a la condensación como es sugerido por [13], y la resistencia de la pared del termosifón en la región del condensador, ambas se muestran a continuación como siendo la resistencia R6 y R7 respectivamente.

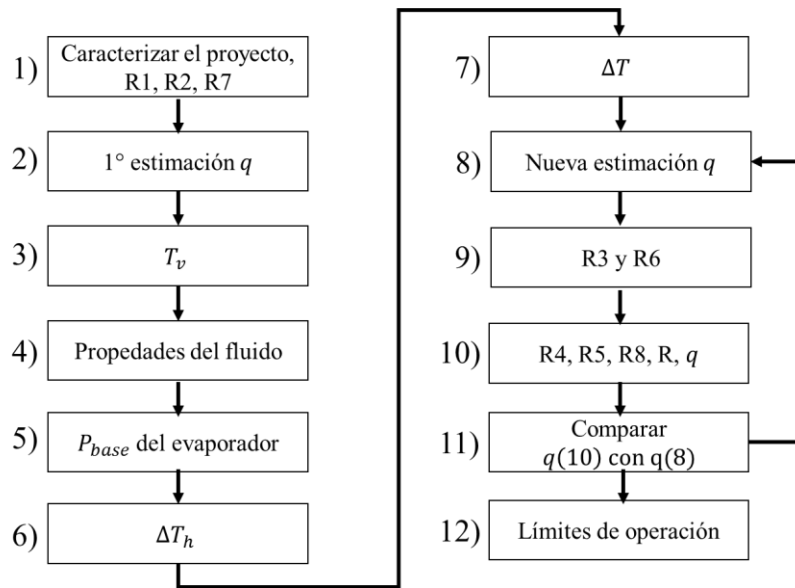
$$R_6 = \frac{1}{h_{i,con} A_{i,con}} \quad (7)$$

$$R_7 = \frac{\ln\left(\frac{r_{e,p}}{r_{i,p}}\right)}{2\pi l_{con} k_p} \quad (8)$$

Para simplificar el análisis se desprecian las resistencias térmicas ocasionadas por la oxidación o corrosión que ocurra dentro o fuera del termosifón, tal y como lo es propuesto por [15]. Finalmente se tiene en la región del condensador se encuentra la resistencia R8, la misma representa la resistencia por convección entre el fluido que circula sobre la superficie del termosifón a una temperatura T8, y la superficie del mismo como siendo:

$$R_8 = \frac{1}{h_{\infty c} A_{\infty c}} \quad (9)$$

Donde  $h_{\infty c}$  es el coeficiente convectivo, el mismo es considerado como uniforme y constante sobre la superficie cilíndrica externa del termosifón en la región del condensador, y  $A_{\infty c}$  es el área de dicha región. Una vez establecido el diagrama de resistencias equivalentes y haber definido el cálculo de cada una, es momento de establecer un algoritmo para combinar las resistencias en un solo sistema y resolver el mismo. Para realizar dicha tarea se realiza una modificación sobre el algoritmo propuesto por [16], el mismo sirve para el cálculo de proyecto de un termosifón. La figura siguiente muestra un diagrama de flujo que resume los pasos del algoritmo, cada uno de ellos será explicado a continuación.



**Fig. 7 Diagrama de flujo del algoritmo utilizado. Autoría propia**

1) Primeramente se debe caracterizar el proyecto del termosifón, aquí es donde se anotan todas las variables conocidas del termosifón antes de comenzar la operación del mismo. Se realiza una descripción de la geometría del mismo, de las propiedades termo físicas de sus materiales, de la posición del mismo con respecto al suelo, etc. A continuación se presenta una tabla mostrando dichas variables:

**Tabla 1 Variables de entrada del proyecto del termosifón.**

Variable	Valor
Longitud del termosifón (l)	20,7 cm
Longitud de la región del evaporador ( $l_{eva}$ )	4,5 cm
Longitud de la región del condensador ( $l_{con}$ )	9,0 cm
Longitud de la región adiabática ( $l_a$ )	7,2 cm
Diámetro externo del tubo ( $d_e$ )	6,0 mm
Diámetro interno del tubo ( $d_i$ )	4,5 mm
Diámetro interno del tubo de PVC (D)	9,8 cm
Coef. cond. de la pared del termosifón (cobre) a 25°C ( $k_p$ )*	401 W/m.K
Coef. cond. de la cinta aislante (PVC) a 25°C ( $k_{cinta}$ )*	0,19 W/m.K
Angulo de inclinación ( $\psi$ )	90°

\*Extraído de: [17].

El termosifón posee geometría cilíndrica, entonces es posible calcular el área externa de la región del condensador y del evaporador como siendo:

$$A_c = \pi d_e l_{con} \quad A_e = \pi d_e l_{eva} \quad (10)$$

2) Luego se calcula R1, R2, R7 y se estima R8. Debido a la naturaleza dependiente de la resistencia R8 con el coeficiente convectivo  $h_c$ , es que se hace necesario estimar el valor del mismo para obtener una aproximación del valor de la temperatura del vapor  $T_v$ . Con las mismas se puede realizar una primera estimativa del valor de  $q$ , para esto se utiliza las mediciones de temperatura entre los extremos del termosifón (evaporador y condensador). Hay que recordar que R8 depende del coeficiente convectivo  $h_{con\ int}$ , el mismo resulta difícil de medir en la práctica, por tanto debe realizarse una serie de estimativas iniciales y observar el comportamiento de  $q$ , el mismo se calcula como:

$$q = \frac{(T_{\infty e} - T_{\infty c})}{R_1 + R_2 + R_7 + R_8} \quad (11)$$

3) Estimar la temperatura del vapor  $T_v$  dado por:

$$T_v = T_{\infty c} + \frac{R_7 + R_8}{R_1 + R_2 + R_7 + R_8} (T_{\infty e} - T_{\infty c}) \quad (12)$$

Puede observarse de la ecuación anterior que la temperatura  $T_v$  es equivalente a la temperatura T6 del diagrama de resistencias, esto es,  $T_v$  es la temperatura del vapor dentro de la región del condensador. Esto se comprueba al restar ambos lados de la ecuación 14 por  $T_{\infty c}$  y dividir por  $R_7 + R_8$ , lo que resulta en la ecuación del flujo de calor:

$$q = \frac{T_v - T_{\infty c}}{R_7 + R_8} = \frac{T_{\infty e} - T_{\infty c}}{R_1 + R_2 + R_7 + R_8} \quad (13)$$

Entonces para que esto sea cierto,  $T_v$  debe ser igual a T6 del diagrama de resistencias. Se debe señalar que R1, R2, R7, R8 son las únicas resistencias que se han considerado hasta este punto del algoritmo, y por tanto solo en este caso la suma de las mismas equivale a la resistencia total del termosifón.

Primeramente se debe realizar una distinción entre el flujo por convección natural y por convección forzada, para el primero se cierra la válvula de pasaje de agua corriente. Entonces la circulación de agua sobre la región del condensador se origina en la diferencia de las fuerzas de flotación de la misma, que a su vez se derivan de la diferencia de temperatura y densidad del fluido. En el caso de la convección forzada, el transporte del agua es causado principalmente por la diferencia de presión entre el agua corriente del sistema público y la presión del agua dentro de la cámara de refrigeración. Recordando que el número de Nusselt relaciona el coeficiente convectivo  $h$  de transferencia de calor de un fluido con el coeficiente conductivo  $k$  del mismo, esto a través de la razón de los coeficientes y multiplicado por una longitud característica  $L$  como se muestra a continuación.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (14)$$

En este caso  $L$  representa la longitud de la región del condensador del termosifón, y el coeficiente conductivo del agua en dependencia de la temperatura es una variable conocida, de esta forma se puede estimar el coeficiente convectivo sabiendo el número de Nusselt. Por tanto para el caso de flujo convectivo natural y asumiendo flujo de calor uniforme en la pared del termosifón, se recurre a la ecuación propuesta por [18] que permite calcular el número de Nusselt como:

$$Nu = \frac{2}{360^{1/5}} \left( \frac{Pr}{\frac{4}{5} + Pr} \right)^{1/5} Ra_{*y}^{1/5} \quad (15)$$

Según [19] dicha ecuación ayuda a graficar una curva que resulta apropiada para los números de Nusselt similares encontrados en el rango de  $0,01 < Pr < 100$ . El número de Prandtl puede ser calculado como:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (16)$$

Siendo  $\nu$  la viscosidad cinemática,  $\alpha$  es la difusividad térmica,  $C_p$  es la capacidad calorífica a presión constante y  $\mu$  es la viscosidad absoluta. Para el rango de temperaturas comprendidas en dicho experimento, se consideran como siendo constantes las variables  $k$ ,  $C_p$  y  $\rho$  del agua, asumiendo los valores de  $k_{agua} = 0,6 \frac{W}{m.K}$ ,  $C_{p,agua} = 4180 \frac{J}{kg.K}$  y  $\rho_{agua} = 998 \frac{kg}{m^3}$ . Por otro lado, la viscosidad presenta un carácter no lineal, variando sustancialmente con la temperatura como se observa en la Fig. A.4 del Anexo, por tanto esto debe ser considerado en los cálculos. Finalmente según [20] el número de  $Ra_{*y}$  puede ser calculado como siendo:

$$Ra_{*y} = \frac{Kg\beta y^4 q}{\alpha \nu k} \quad (17)$$

Donde  $K$  el coeficiente de permeabilidad en caso de existencia de un material poroso,  $g$  es la aceleración de la gravedad, “ $y$ ” es una distancia característica (en este caso la longitud del termosifón en la región del condensador) y  $\beta$  es el coeficiente de expansión volumétrica del fluido. Para el caso del flujo por convección forzada, se debe caracterizar el mismo según el comportamiento del fluido, si este presenta un flujo laminar, turbulento o de transición entre ambos. Para esto se recurre al número adimensional de Reynolds, el cual se puede calcular vía la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{v_{prom} D}{\nu} = \frac{\rho v_{prom} D}{\mu} \quad (18)$$



Donde  $v_{prom}$  es la velocidad promedio del flujo,  $D$  es un diámetro característico, para este caso es igual al diámetro interno del tubo circular de PVC que contiene el termosifón. La velocidad promedio dentro del tubo de PVC puede ser obtenida utilizando la medida del sensor de flujo de agua y el principio de conservación de masa, para esto se necesita considerar al agua como un fluido incompresible. De esta forma por conservación de masa se obtiene:

$$A_{PVC}v_{PVC} = A_{mf}v_{mf} \quad (19)$$

Siendo  $A_{PVC}$  el área de la sección transversal del tubo de PVC,  $v_{PVC}$  es la velocidad del flujo promedio dentro del tubo de PVC siendo igual a la velocidad  $v_{prom}$  que se quiere obtener, finalmente  $A_{mf}$  y  $v_{mf}$  son el área de la sección transversal y la velocidad promedio en el medidor de flujo de agua. Observando la ecuación anterior se tiene que  $A_{mf}v_{mf}$  es igual al caudal de agua  $\dot{v}$  indicado por el medidor de flujo, entonces se tiene que:

$$v_{prom} = v_{PVC} = \frac{\dot{v}}{A_{PVC}} \quad A_{PVC} = \frac{\pi D^2}{4} \quad (20)$$

Para verificar la hipótesis de fluido incompresible se utiliza el número adimensional de Mach, el mismo debe ser menor a 0,3 para poder considerarse como fluido incompresible, dicho número puede ser calculado como:

$$Ma = \frac{v_{fluido}}{c} \quad c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (21)$$

En donde  $v_{fluido}$  es la velocidad del fluido y  $c$  es la velocidad del sonido local, en este caso  $v_{fluido} = v_{prom}$ . Para el cálculo de la velocidad del sonido en líquidos se utiliza el el modulo de compresibilidad  $K$  y la densidad  $\rho$  del fluido. Para el caso del agua a 20°C según [21] se tiene que  $c \cong 1483 \text{ m/s}$ . Como la velocidad  $v_{prom} \ll c$ , entonces  $Ma \ll 0,3$  y por tanto la hipótesis de fluido incompresible es correcta.

Para el flujo dentro de un tubo o conducto, según [22] un valor de  $Re < 2300$  caracteriza un flujo laminar, mientras que un  $Re > 4000$  presenta características de uno turbulento, encontrándose entre medio la región considerada como de transición entre ambos regímenes. Debido a las bajas velocidades de los flujos de agua contemplados en este experimento, los números de Reynolds calculados son todos menores a 2300 y por tanto considerados como flujos laminares. Una vez sabido esto, es necesario contemplar si este flujo está o no completamente desarrollado en el punto de medición de las temperaturas, esto ayuda a elegir el tipo de ecuación empírica necesaria para estimar el valor del número de Nusselt local. En flujo laminar, la longitud de entrada hidrodinámica ( $L_{h,lam}$ ) y térmica ( $L_{t,lam}$ ) pueden ser estimadas utilizando las siguientes ecuaciones, atribuidas a [23] y [24] respectivamente:

$$L_{h,lam} \approx 0,05ReD \quad L_{t,lam} \approx Pr L_{h,lam} \quad (22)$$

Como resultado de las dimensiones del tubo de PVC que contiene al termosifón, así como a los bajos valores de Reynolds, se obtiene que el termosifón se encuentra completamente dentro de un flujo no desarrollado. Por tanto, para obtener el valor del número de Nu local, se recurre a la ecuación empírica propuesta por [25] para flujos laminares en la región de entrada de tubos (flujo en desarrollo), y con flujo de calor uniforme.

$$\frac{Nu_x}{4,364 \left(1 + \left(\frac{Gz}{29,6}\right)^2\right)^{\frac{1}{6}}} = \left(1 + \frac{\left(\frac{Gz}{19,04}\right)^{\frac{3}{2}}}{\left(1 + \left(\frac{Pr}{0,0207}\right)^{\frac{2}{3}}\right)^{\frac{1}{2}} \left(1 + \left(\frac{Gz}{29,6}\right)^2\right)^{\frac{1}{3}}}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

Donde Gz es el número de Graetz calculado como:

$$Gz = \frac{\pi}{4x_*} \quad x_* = \frac{x/D}{RePr} \quad (24)$$

En la ecuación anterior “x” se considera como la distancia desde la entrada de la región del condensador hasta el punto de medición de temperatura en la superficie. Según [20] la ecuación 23 concuerda en un 5% para valores de Pr de 0,7 y 10, además de presentar un comportamiento adecuado para los números de Gz y Pr, tanto grandes como pequeños.

4) En este paso es necesario calcular las propiedades del fluido de trabajo en la temperatura de saturación del vapor  $T_v$ . Esto permite tener una descripción clara del fluido y del estado termodinámico del mismo en diferentes momentos del sistema, algunas propiedades conocidas del fluido pueden ser encontradas en la siguiente tabla:

**Tabla 2 Propiedades del butano.**

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Punto de ebullición <sup>1*</sup>	0,49 °C
Densidad del líquido $\rho_l$ <sup>1*</sup>	601,26 kg/m <sup>3</sup>
Densidad del vapor $\rho_v$ <sup>1*</sup>	2,7093 kg/m <sup>3</sup>
Calor latente de vaporización $h_{lv}$ <sup>1*</sup>	385,71 kJ/Kg
Viscosidad dinámica liquido $\mu_l$ <sup>2**</sup>	282x10 <sup>6</sup> Pa.s
Viscosidad dinámica vapor $\mu_v$ <sup>3*</sup>	6,769x10 <sup>-06</sup> Pa.s
Tensión superficial $\sigma$ (para liquido en el aire) <sup>**</sup>	0,012 N/m
Coefficiente de conducción $k_l$ <sup>2**</sup>	0,12 W/(m.K)
Coefficiente de conducción $k_v$ <sup>3*</sup>	14,189 mW/(m.K)
Calor especifico en la fase liquida $C_{pl}$ (desde 11-270 K) <sup>**</sup>	132,42 J/(Kg.K)

<sup>1</sup> Medido a 1,013 bar en el punto de ebullición

<sup>2</sup> Medido a 1 bar y en el punto de ebullición

<sup>3</sup> Medido a 1,013 bar y 0°C

\* Disponible en [26]

\*\* Disponible en [27]

Utilizando la temperatura  $T_v$  se puede conocer la presión del vapor del butano a través del diagrama de presión vs temperatura mostrado en la Fig. A.5 del Anexo. Además de la presión de vapor, es necesario saber la densidad del butano a diferentes temperaturas. Para esto se asume el comportamiento del butano como el de un gas ideal y se utiliza la siguiente ecuación:

$$P = \rho RT \quad (25)$$

Dividiendo por ella misma para dos estados diferentes se tiene:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho_1 T_1}{\rho_2 T_2} \quad (26)$$

De esta forma, utilizando los datos de la tabla 2 y la Fig. A.5 es posible conocer la densidad del butano, para una determinada temperatura.

5) Luego es necesario calcular la presión en la base de la región del evaporador, en la misma el condensado que retorna se acumula formando una piscina de líquido, ésta se encuentra en constante evaporación en cuanto el termosifón está en funcionamiento. En régimen permanente, se asume que la altura de la piscina de líquido se mantiene constante. Recordando de hidrostática, se tiene que la presión en la base del evaporador puede ser calculada como:

$$P_{base} = P_v + \rho_l g F l_{eva} \text{sen}(\psi) \quad (27)$$

Donde  $P_v$  es la presión de vapor sobre la piscina de líquido,  $\rho_l$  es la densidad del fluido en estado líquido,  $g$  es la gravedad,  $F$  es el factor de llenado,  $l_e$  es la longitud del evaporador y  $\psi$  es el ángulo de inclinación del termosifón con

respecto al suelo. Como el termosifón está en posición vertical, se tiene que  $\psi = 90^\circ$ . Además de esto, se considera que el factor de llenado  $F$  es igual a la unidad, esto es:

$$F = \frac{V_l}{V_e} = 1 \quad (28)$$

Siendo  $V_l$  el volumen de líquido contenido en la región del evaporador, y  $V_e$  el volumen total de dicha región. Que  $F$  sea igual a la unidad quiere decir que toda la región del evaporador está inundada por una piscina de líquido. Luego se tiene que la presión en la base de la piscina de líquido es:

$$P_{base} = P_v + \rho_l g l_{eva} \quad (29)$$

Se tiene que el termino ubicado más a la derecha de la ecuación anterior, el cual que representa la presión de la columna de líquido en el evaporador, tiene un aporte a la presión final  $P_{base}$  despreciable en comparación a  $P_v$ . Esto es porque se utilizan temperaturas superiores a los  $20^\circ\text{C}$ , las cuales derivan en una presión de vapor del butano superior a la atmosférica según el diagrama de la Fig. A.5, y además de que el valor de  $l_{eva}$  es relativamente pequeño. Por tanto, se obtiene que la presión en la base del evaporador es  $P_{base} \approx P_v$ , entonces es posible afirmar con cierta seguridad que la temperatura en la base del evaporador es  $T_{base} \approx T_v$ .

6) Calcular la diferencia de temperatura hidrostática media como:

$$\Delta T_h = 0,5(T_{base} - T_v)F \quad (30)$$

Siendo que  $T_{base} \approx T_v$  entonces  $\Delta T_h \approx 0$ .

7) Después de obtener  $\Delta T_h$  se calcula la diferencia de temperatura global como:

$$\Delta T = (T_{\infty e} - T_{\infty c}) - \Delta T_h \quad (31)$$

Según el resultado en el paso 6 donde  $\Delta T_h \approx 0$ , entonces se tiene que la diferencia de temperatura global es igual a la diferencia de temperatura entre los extremos del termosifón como:

$$\Delta T = (T_{\infty e} - T_{\infty c}) \quad (32)$$

8) En este punto se realiza una nueva estimativa de la carga térmica aproximada que circula por el termosifón.

Para esto se utiliza la siguiente ecuación:

$$q = \frac{\Delta T}{(R_1 + R_2 + R_7 + R_8)} \quad (33)$$

Como  $\Delta T$  es dado por la ecuación 32, al reemplazar la misma en la ecuación 33 se obtiene la ecuación 11, por tanto se obtiene el mismo resultado para el flujo de calor. Esto se debe a la contribución despreciable de la presión hidrostática del condensado en el evaporador, la cual causa una diferencia mínima en la temperatura.

9) Después se debe calcular la resistencia encontrada en las regiones donde ocurre la ebullición y la condensación del fluido, dígase donde se encuentra las resistencias R3 y R6 respectivamente. Como fue dicho anteriormente, en estas zonas ocurren procesos complejos de intercambio de calor y masa, por tanto encontrar la formulación correcta para estimar los valores de  $h_{i,eva}$  y  $h_{i,con}$  y así las resistencias en dichas regiones ha sido objeto de extensa investigación en las últimas décadas. Entre ellos se encuentra el método de cálculo propuesto por [28], el cual divide el cálculo de la resistencia por evaporación en dos términos. Uno representa la resistencia térmica debido a la ebullición en la piscina de líquido R3p, y la otra es la resistencia asociada a la evaporación de la película de condensado R3f. El cálculo de cada una de ellas es dado por las siguientes ecuaciones:

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \Phi_3 q_{eva}^{0,4} (\pi d_i l_{eva})^{0,6}} \quad \Phi_3 = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} C_{pl}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left( \frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,23} \quad (34)$$

$$R_{3f} = \frac{0,235 q^{\frac{1}{3}}}{d_i^{\frac{3}{4}} g^{\frac{1}{3}} l_{eva} \Phi_2^{\frac{3}{4}}} \quad \Phi_2 = \left( \frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (35)$$

La suma de ambos términos está relacionada con el factor de llenado F del evaporador a través de la siguiente ecuación:

$$R_3 = R_{3p} F + R_{3f} (1 - F) \quad (36)$$

Al considerarse que el factor de llenado es igual a 1 y que por tanto el evaporador está inundado por una piscina de líquido, se tiene entonces que la resistencia R3 será igual a la resistencia de esta piscina de líquido solamente, o sea  $R_3 = R_{3p}$ . Para el caso de la resistencia térmica asociada a la condensación R6, se utiliza la ecuación propuesta por [29], la cual es idéntica a la ecuación 35 excepto por el cambio en la longitud de  $l_{eva}$  por  $l_{con}$ .

$$R_6 = \frac{0,235 q^{\frac{1}{3}}}{d_i^{\frac{3}{4}} g^{\frac{1}{3}} l_{con} \Phi_2^{\frac{3}{4}}} \quad \Phi_2 = \left( \frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (37)$$

10) Para concluir es necesario calcular el resto de las resistencias del sistema, encontrar la resistencia global R y recalculer la carga térmica q. Según [16], se tiene que la resistencia térmica R5 puede ser despreciada. Entonces se calcula la resistencia térmica R4, utilizando una modificación de la ecuación 5 como sigue:

$$R_4 = \frac{\frac{l_{eva} + l_{con}}{2} + l_a}{k_p \pi \left[ \left( \frac{d_e}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_i}{2} \right)^2 \right]} \quad (38)$$

Considerando las relaciones de serie y paralelo entre las resistencias del diagrama de la Fig. 6, se tiene que la resistencia global R es igual a:

$$R = R_1 + [(R_2 + R_3 + R_6 + R_7)^{-1} + (R_4)^{-1}] + R_8 \quad (39)$$

Luego el flujo de calor será igual a:

$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (40)$$

11) Finalmente se compara el resultado de la ecuación 40 con el flujo de calor encontrado en el paso 8. Caso la diferencia no sea aceptable, se debe retornar al paso 9 utilizando el nuevo valor de  $q$  dado por ecuación 40 hasta convergir. Utilizando el algoritmo propuesto se realiza un estudio de las condiciones operacionales máximas para la cinta aislante, el resultado de dicho estudio puede observarse en la Fig. A.6 del anexo, del mismo se concluye que no existe peligro de que se derrita la cinta aislante.

12) Una vez que se ha obtenido el valor del flujo de calor que atraviesa el termosifón, es hora de comparar el mismo con los límites de operación. De esta forma se puede obtener un indicio de cuanta es la capacidad de transferir energía térmica que aún tiene el termosifón antes de alcanzar su máximo debido a uno de los límites de operación. En la Fig. 3 se encuentran esquematizados dichos límites de operación, a continuación se describen las ecuaciones para estimar los mismos. Según [8], para el caso del límite sónico se puede utilizar la ecuación mostrada a continuación:

$$q_{max,s} = \rho_0 h_{lv} \left( \frac{\gamma_v R_v T_0}{2(\gamma_v + 1)} \right)^{1/2} \quad (41)$$

Donde  $\rho_0$  y  $T_0$  son la densidad y la temperatura del vapor del fluido de trabajo asociadas al punto de estagnación, el mismo se considera como siendo al final del evaporador donde se asume que la velocidad sea cero, y  $\gamma_v$  es la razón entre calores específicos del vapor, para vapores poli-atómicos se considera como  $\gamma_v = 1,33$ . Por otro lado el cálculo del límite viscoso según [30] se realiza de la siguiente forma:

$$q_{max,vis} = \frac{d_v^2 h_{lv} \rho_v p_v}{64 \mu_v l_{ef}} \quad (42)$$

Donde  $l_{ef}$  es la longitud efectiva del termosifón, la cual se calcula como:

$$l_{ef} = \frac{l_{eva} + l_{con}}{2} + l_a \quad (43)$$

El límite de ebullición se calcula utilizando la ecuación propuesta por [16], la misma requiere de la tensión superficial ( $\sigma$ ) del fluido. Dicha ecuación muestra a continuación:

$$q_{max,eb} = 0,12 h_{lv} \rho_v^{1/2} [g(\rho_l - \rho_v) \sigma]^{1/4} \quad (44)$$

De igual forma, [16] propuso una ecuación para el cálculo del límite por arrastre para termosifones, la misma se muestra a seguir:

$$q_{max,arr} = f_1 f_2 f_3 h_{lv} \rho_v^{1/2} [g(\rho_l - \rho_v) \sigma]^{1/4} \quad (45)$$

En donde  $f_1$  es un coeficiente que se extrae de la Fig. A.7 del Anexo a partir del cálculo del número de Bond como:

$$Bo = d_i \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (46)$$

El coeficiente  $f_2$  se calcula como siendo una función del parámetro adimensional de presión  $K_P$  como se muestra a continuación:

$$K_P = \frac{P_v}{[g(\rho_l - \rho_v) \sigma]^{1/2}} \quad \begin{cases} f_2 = K_P^{-0.17} & \text{para } K_P \leq 4 \times 10^4 \\ f_2 = 0,165 & \text{para } K_P \geq 4 \times 10^4 \end{cases} \quad (47)$$

El parámetro  $f_3$  depende de la inclinación del termosifón, según [16]  $f_3 = 1$  para una posición vertical. Como no existe material poroso dentro del termosifón para realizar el bombeo capilar, entonces no hay razón para calcular el límite capilar. Por otro lado, el límite de flujo continuo y el de inicio de operación son relevantes para procesos a bajas temperaturas según [8], y por tanto no son considerados en este trabajo. Finalmente el límite por condensador no fue calculado una vez que no se encontró en la literatura ninguna expresión o método que permita dicha acción.

## Resultados

La figura siguiente muestra las mediciones de temperatura y potencia realizadas para diferentes caudales de agua. Se considera un caudal bajo como siendo entre 1,1-1,7 L/min, caudal medio entre 1,8-2,4 L/min y un caudal alto de 2,8 o superior, así mismo un “flujo natural” es considerado cuando se cierra el pasaje de agua corriente y la transferencia de calor se da por los efectos de la convección natural del agua en la región del condensador.

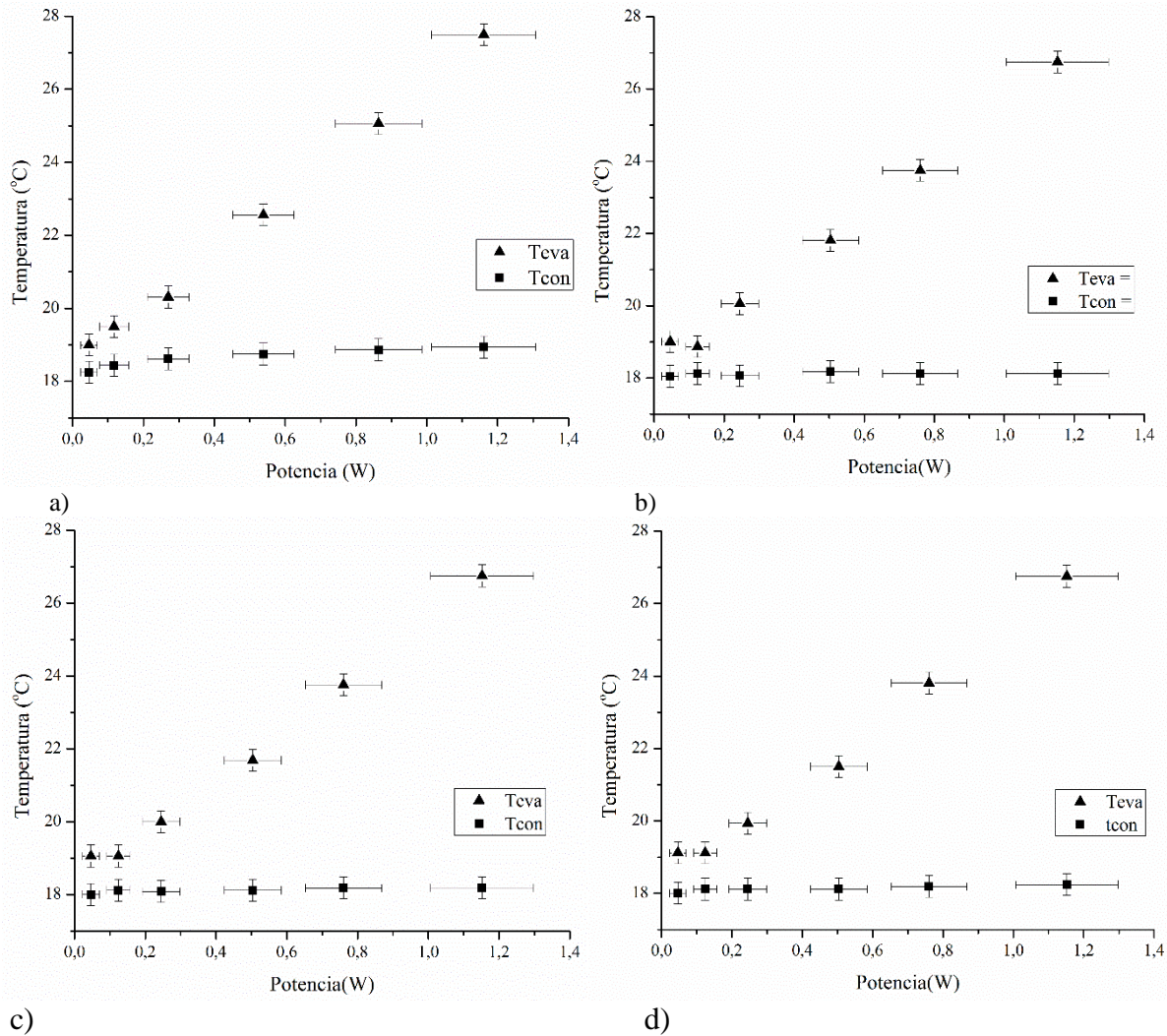
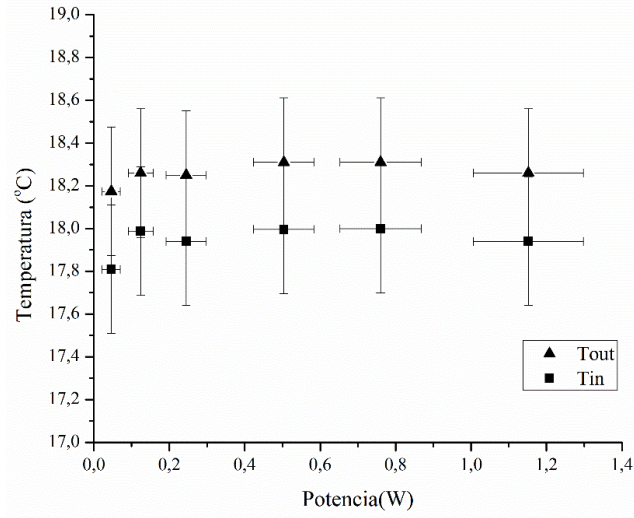
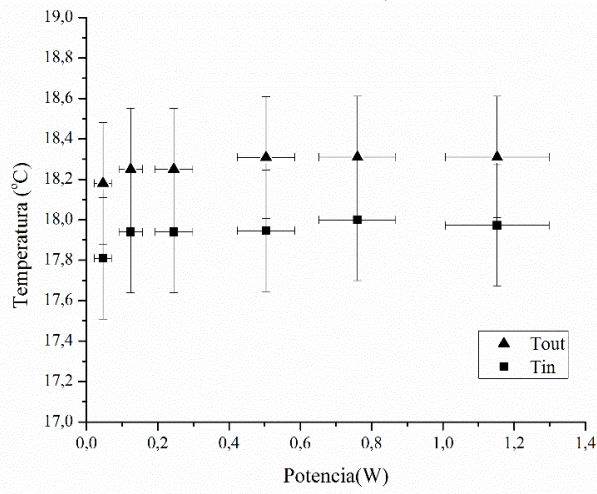


Fig. 8 Gráficos de las mediciones de potencia (W) vs temperatura (°C) para: a) Flujo natural. b) Caudal bajo. c) Caudal medio. d) Caudal alto.

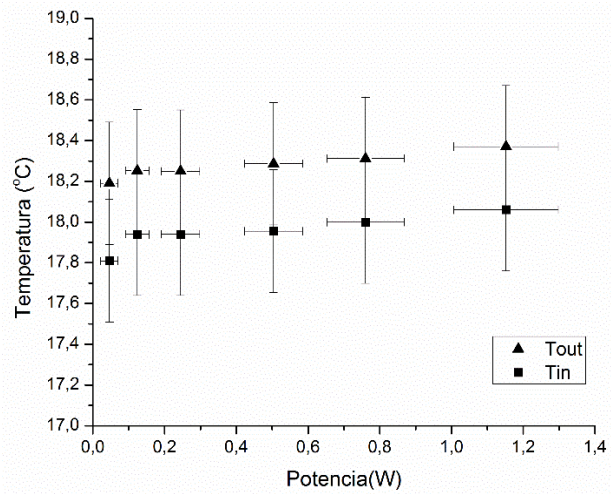




a)



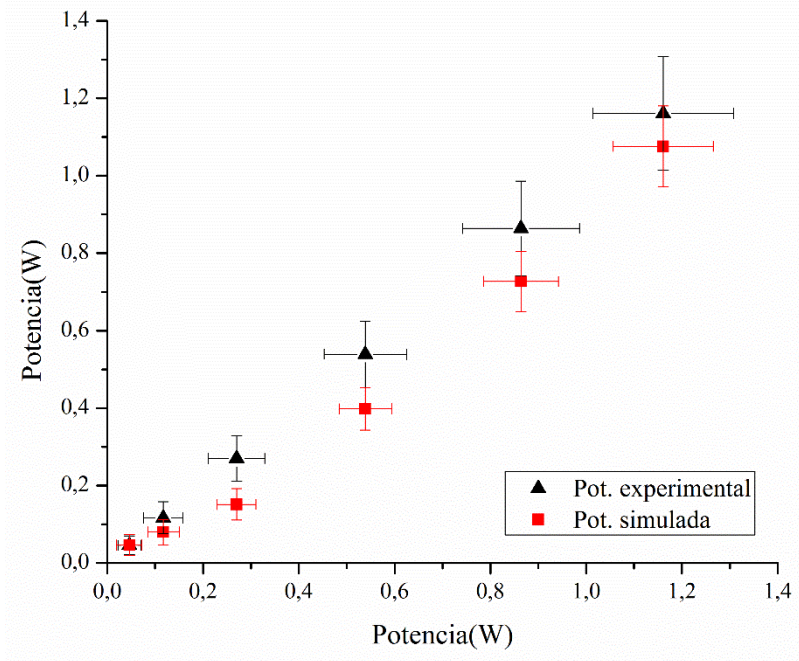
b)



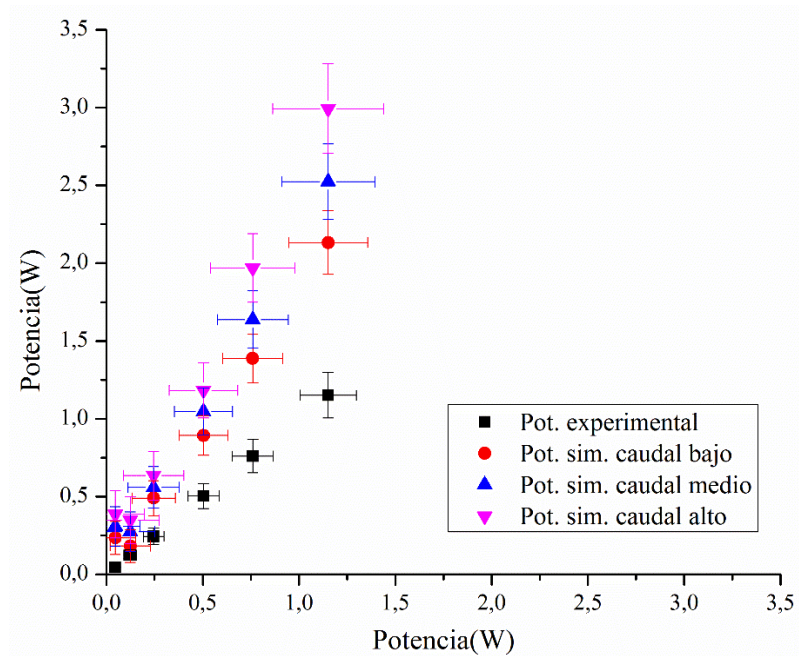
c)

**Fig. 9 Gráficos de las mediciones de potencia vs las temperaturas de entrada y salida del agua para diferentes caudales. a) Caudal bajo. b) Caudal medio. c) Caudal alto.**

Finalmente se observan los resultados de las simulaciones realizadas, en comparación a la potencia experimental utilizada, esto para diferentes caudales de agua.



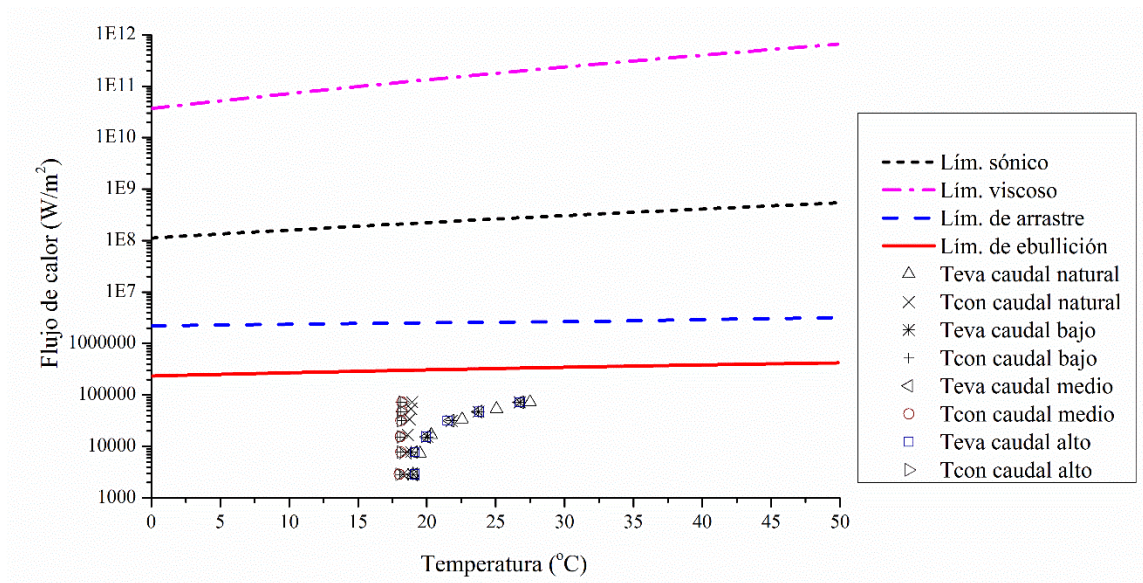
**Fig. 10** Gráfico de la potencia simulada en comparación a la potencia experimental medida para el flujo natural de agua.



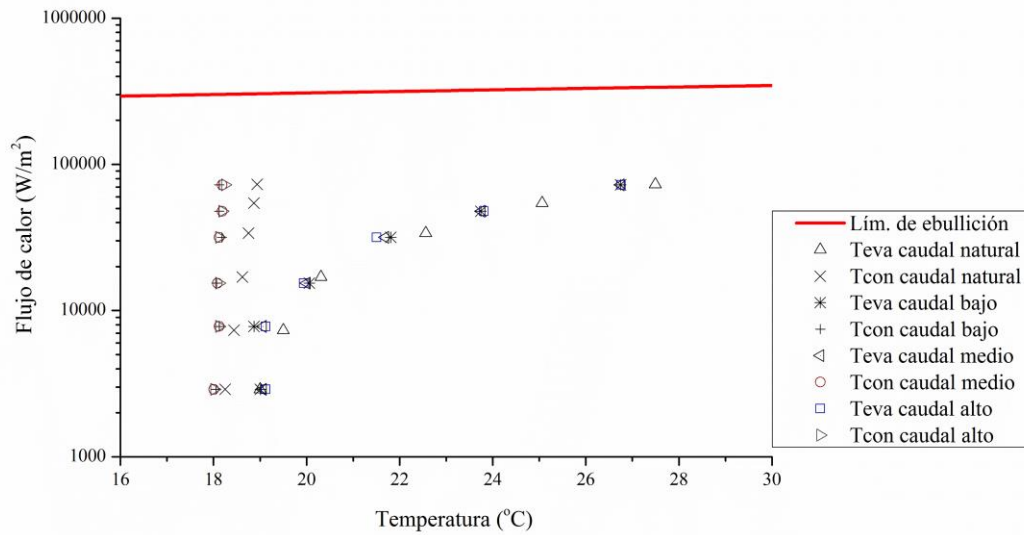
**Fig. 11** Gráfico de las simulaciones de potencia realizadas en comparación a la potencia experimental medida para los caudales bajo, medio y alto de agua.

A partir del análisis de los límites de operación se montó el gráfico de la Fig. 12, el mismo muestra la relación de los flujos de calor máximos por unidad de área permitidos por los límites en relación a las diferentes temperaturas, a

su vez se exhiben los diferentes puntos medidos durante el experimento. Para mejor visualización, se realiza una ampliación de la región donde se encuentran los puntos de medición y la región próxima al límite de ebullición.



**Fig. 12** Gráfico de los límites estimados del flujo de calor en función de la temperatura.



**Fig. 13** Gráfico de los límites estimados del flujo de calor en función de la temperatura para la región próxima a los puntos de medición.

## Discusión de los resultados

Al observar la Fig. 8 se nota de inmediato una similitud en los gráficos de los cuatro caudales utilizados, donde se distingue al comienzo una diferencia de temperatura reducida entre los extremos del termosifón, y la misma aumenta linealmente con el aumento de la potencia. El aumento pronunciado de la diferencia de temperatura entre la región del evaporador y el condensador puede ser considerado como un indicio de un comienzo de secado dentro del termosifón, limitando el transporte de energía térmica por el mismo. Por tanto a mayor potencia entregada al evaporador, este no conseguiría transportarla, entonces el exceso de energía se manifiesta como un aumento en la temperatura del evaporador. Se destaca una excepción al aumento linear de la temperatura, esto es en las proximidades de 0,1 W de potencia para los flujos forzados, especialmente para el caso del caudal bajo, donde, en vez de aumentar la diferencia de temperatura entre los extremos, ésta disminuye.

En el caso de la Fig. 9, se observan las temperaturas de entrada y salida del agua del circuito de refrigeración, las mismas son utilizadas junto a los caudales de agua para realizar un balance de energía del sistema. Primeramente, se observa una similitud en el comportamiento de los gráficos con respecto a las temperaturas de entrada y salida, aumentando la temperatura ligeramente con la potencia y luego manteniéndose relativamente constante. Así también como se mantiene de manera aproximada la diferencia de estas temperaturas a lo largo del experimento. Podría pensarse que el aumento de temperatura del agua a la salida se debe al aumento de la potencia entregada al sistema, sin embargo esto no concuerda con el aumento similar que se observa en la magnitud de la temperatura del agua de entrada. Una posible explicación puede ser que como estos aumentos son muy similares tanto para la entrada como para la salida, se deban a fluctuaciones en la temperatura del sistema de agua corriente. Donde, a pesar de ser aumentos muy reducidos, los mismos interfieren en el experimento, porque en el mismo las variables con las que se trabaja son de un orden igualmente reducido. Es necesario enfatizar que existen varias horas de diferencia entre que se realizaron las mediciones de potencias, ya que es necesario esperar a que se consiga el equilibrio térmico, esta diferencia temporal respaldaría la hipótesis de una diferencia de temperatura del sistema de agua corriente a lo largo del día.

Otra observación sobre la Fig. 9 es sobre las barras de los errores, claramente se encuentran en una superposición entre la temperatura de entrada y salida. Por tanto, mismo que las variaciones de temperatura sean del sistema de agua corriente o causadas por el aumento de la potencia entregada, no es posible afirmar cual es la razón causante de dicho comportamiento. Ampliando más este concepto, la realización del balance de energía resulto inviable, una vez que la diferencia de temperatura encontrada es aproximadamente igual a la precisión de las medidas, entonces no es posible

afirmar cual es la diferencia adecuada y cuál será la precisión de la misma. Una forma de corregir esto es recurrir a sensores de temperatura más sensibles, capaz de registrar estas diferencias con mayor precisión.

Además de esto, se sugiere un cambio en la configuración del posicionamiento del sensor de temperatura en la entrada y salida de agua, esto es, la cubierta protectora del sensor facilita la conducción de calor a través del mismo, y se observa que una parte de la misma está expuesta al aire del ambiente. Por tanto esto pudo contribuir igualmente a las variaciones de temperatura de entrada y salida a lo largo del día. Como corrección, se sugiere la inserción total del sensor en los ductos por donde pasa el caudal de agua, y que al menos este tramo inicial del ducto reciba un mejoramiento en su aislamiento térmico.

Con respecto a la Fig. 10 se observa un comportamiento no lineal semejante a una parábola para la potencia simulada con el flujo natural de agua, dicho comportamiento difiere del aumento lineal de la potencia aplicada. Se cree que dicho incremento no lineal en la potencia simulada está relacionado a la ecuación 15 del cálculo del número de Nusselt, donde el flujo de calor es utilizado dentro del número de Rayleigh, y el mismo se encuentra dentro de una potencia igual a  $1/5$ . De esta forma se obtiene una relación no lineal entre el coeficiente convectivo  $h$ , a través de la ecuación 14 con el número de  $Nu$ , y la potencia aplicada  $q$ . En adición a esto, dentro de la ecuación 15 se encuentra el número de  $Pr$ , el cual depende directamente de la viscosidad del agua, y como es visto en la Fig. A.4 esta presenta un carácter no lineal para las temperaturas comprendidas en este experimento, por tanto contribuyendo al comportamiento no lineal de la potencia simulada. Esta hipótesis del surgimiento de la no linealidad esta a su vez respaldada al comparar la curva de potencia simulada de la Fig. 10, con las de la Fig. 11. Estas últimas presentan un comportamiento semejante a una recta, siendo que la principal diferencia en los cálculos entre las curvas de la Fig. 10 y la Fig. 11 es a través de las ecuaciones 15 y 23 respectivamente. Por tanto es posible afirmar con cierta seguridad que el uso de la ecuación 15 está relacionado al comportamiento no lineal de la curva de potencia simulada de la Fig. 10. Finalmente se resalta que, a pesar de cierto distanciamiento encontrado entre la simulación y los valores experimentales, se considera que se obtuvo una buena aproximación de la simulación con respecto a la potencia aplicada.

Al examinar la Fig. 11, se observa una comparación entre las potencias simuladas para diferentes flujos forzados de agua, y la potencia administrada durante el experimento. Es posible observar un crecimiento lineal para las potencias simuladas para los tres caudales, con excepción de las dos menores potencias registradas, donde se observa una disminución en el valor de las simulaciones para luego crecer linealmente hasta el final para todos los casos. Las

diferencias en el incremento de las potencias simuladas para los diferentes caudales puede deberse a dos factores principales.

Por un lado, cuando son comparados entre si los caudales presentan una clara diferencia en las velocidades del flujo de agua. Dicha velocidad está relacionada directamente al número de Reynolds, que a su vez es utilizado para encontrar el número de Graetz y que finalmente se relaciona al coeficiente convectivo a través del cálculo del número de Nusselt por la ecuación 23. Entonces, a mayor caudal de agua y por tanto a mayor velocidad del flujo para un área constante, se tiene un mayor valor del coeficiente convectivo, el cual resulta en un valor mayor de la potencia simulada. Esta última afirmación se sustenta en que si las condiciones del sistema sustentan un valor mayor del coeficiente convectivo, entonces será necesario aplicar una potencia aun mayor al sistema para mantenerlo en equilibrio debido al aumento del coeficiente de transferencia de energía.

Por otro lado, cuando se analiza el comportamiento del crecimiento de la potencia simulada para un mismo caudal, se determina que este es conducido principalmente por el aumento de la diferencia de las temperaturas registradas a los extremos del termosifón. La variación del coeficiente convectivo no juega un papel importante en este caso, una vez que se mantiene casi constante para un mismo caudal, variando ligeramente debido a los cambios de la viscosidad con la temperatura, la cual no varía lo suficiente como para causar un cambio considerable en el valor final.

Al observarse la Fig. 12 y la Fig. 13 se destaca la región donde se ubican la mayoría de los puntos medidos en el experimento, en la misma se encuentra que existe más de un orden de diferencia en el valor del flujo de calor por unidad de área cuando esta región es comparada con el límite de ebullición, siendo este el más próximo a las medidas realizadas. Si bien el límite de ebullición podría dar una explicación a la dispersión entre las medidas de temperatura del condensador y del evaporador como fue comentado anteriormente, los resultados no son conclusivos en este caso, la diferencia del flujo de calor entre el límite estimado y los puntos medidos es demasiado grande.

Finalmente debe ser discutida la posibilidad de errores en la lectura de los equipos utilizados, en especial sobre los sensores de temperatura. Según [6], una fuente de posibles errores en las mediciones puede originarse a través de la aparición de una estratificación del fluido por las diferencias de temperatura. Si bien existen corrientes tanto naturales como forzadas en el experimento, estas pueden no ser suficientes para mezclar debidamente el fluido, evitando una estratificación marcada. Como solución se sugiere la colocación de una estructura dentro de la cámara de refrigeración, la misma con el objetivo de crear vorticidad para facilitar el mezclado del fluido, evitando la estratificación.

## **Conclusión y consideraciones finales**

El presente trabajo abarca el proceso de evaluación de un termosifón, partiendo desde la planificación y construcción de una bancada experimental, así como de la preparación y aplicación de algoritmos numéricos con el fin de estimar el flujo de calor en diferentes regímenes del caudal de agua. Esto con el fin de realizar una comparación entre los resultados experimentales y las simulaciones. Dichos resultados se consideran satisfactorios, esto considerando el orden de magnitud de las variables envueltas, así como de los equipos disponibles, no en tanto, se realiza una serie de sugerencias sobre posibles medidas para adoptar para trabajos futuros.

Como primera medida se recomienda la utilización de instrumentos de medición más sensibles, capaces de realizar medidas más precisas. Esta necesidad surge debido a que durante el experimento se ha deparado con variables que poseen magnitudes menores de las esperadas, cuyas fluctuaciones en las medidas causan un fuerte impacto en la simulación final. Esto hace referencia al uso de medidores de caudal del agua y sensores de temperatura más precisos, ya que como se destacó en el trabajo, el mayor problema ocasionado por esto fue el inviabilizar el balance de energía del circuito de enfriamiento de agua. Una vez que la diferencia de temperatura encontrada era similar a la precisión de los equipos, y al trabajarse con potencias tan bajas, debe utilizarse caudales igualmente bajos, ciertamente menores a los que es capaz de medir el medidor de caudal de agua utilizado. De igual forma es prudente optar por utilizar una bomba para hacer circular el agua por el circuito de enfriamiento, si es combinado con un reservatorio de agua, será posible reducir las fluctuaciones en las mediciones ocasionadas por el sistema de agua corriente.

Otro punto es que se recomienda instalar sensores de temperatura extras para obtener mejores resultados en la simulación. Se considera como una posible localización la pared del tubo de PVC, de esta forma será posible medir la diferencia de temperatura entre el termosifón y el tubo de PVC, determinando así la pérdida de energía hacia al medio ambiente en la región del evaporador. De igual forma se considera prudente la instalación de sensores de temperatura extra en contacto con la superficie de la región adiabática, así como a la entrada de la región del condensador y del evaporador, esto con el fin de observar la variación de temperatura a lo largo de todo el termosifón.

## **Referencias**

- [1] Rosas, C. Z., Moraga, N., Bubnovich, V., Letelier, M., “Desarrollo histórico de los tubos de Calor y sus Aplicaciones”, Contribuciones, N°135, 2008, pp. 50-59.
- [2] Korn, F., “Heat pipes and its applications”, Dept. of Energy Sciences, Faculty of Engineering, Lund University, Sweden, 2008.
- [3] Zohuri B., “Heat Pipe Design and Technology: A practical Approach”, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2011.



- [4] Sattar, M.A., Saidur, R., Masjuki, H.H., “Butane, isobutene and their mixtures as an alternatives to R-134a in domestic refrigerator”, *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, Vol 2, N° 2, 2007, pp.154-160.
- [5] Ashrae, “Handbook of Fundamentals”, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2001.
- [6] Meyer, A., Dobson, R.T., “Thermal performance characterization of R134a and butane charged two-phase closed thermosyphons”, *R&D Journal*, 22(3), South African Institution of Mechanical Engineering, 2006.
- [7] Reay, D.A; Kew, P.A., “Heat Pipes. Theory, Design and Applications”, Fifth edition, Elsevier editorial, 2006.
- [8] Mantelli, M.B.H. “Tubos de Calor e Termossifões”, Curso pós-graduação, Notas de aula, LABTUCAL, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, UFSC, Florianópolis, 2012.
- [9] Santoro, A., Mahon, J. R., Oliveira, J.U.C.L., Filho, L. M. M., Oguri, V.(Org.), Silva, W. L. P., *Estimativas e erros em experimentos de física*, 124p, Coleção Comenius, EdUERJ, Rio de Janeiro,2005.
- [10] Braga, W. F., “Método integral e de analogia elétrica para a solução de transferência de calor unidimensional de sólido com ablação”, dissertação (mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, 2002
- [11] Nurpeiis, A., “Mathematical modeling of heat transfer in closed two-phase thermosyphon”, *EDP Sciences, EPJ Web of Conferences* 76, 01016, 2014.
- [12] Sundaram, A. S., Bhaskaran, A., “Thermal modeling of thermosyphon integrated heat sink for CPU cooling”, *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 1, 2011, pp. 15-21.
- [13] Tan, L., Singh, R., Date, A., Akbarzadeh, A., “Thermal performance of two –phase closed thermosiphon in application of concentrated thermoelectric power generator using phase change material thermal storage”, *Frontiers in Heat pipes*, 2011.
- [14] Jouhara, H., Martinet, O.,Robinson, A. J., “Experimental Study of small diameter Thermosiphons charged with Water, FC-84,FC-77 & FC-3283”, 5<sup>th</sup> European Thermal-Sciences Conference, The Netherlands, 2006.
- [15] Sarmasti, E., M., R., “Mathematical modeling of thermosyphon heat exchanger for energy saving”, *The Journal of Mathematics and Computer Science*, Vol .5, No.4, 2012, pp. 271-279.
- [16] Brost, O., “Closed two-phase Thermosyphons”. Notas de aula, IKE, University of Stuttgart, Germany, 1996.
- [17] The engineering toolbox©, “Thermal Conductivity of Some Common Materials and Gases”, 2005. Disponível em: [http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d\\_429.html](http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html). Acesso em 13/06/2016.
- [18] Sparrow, E. M. , “Laminar free convection on a vertical plate with prescribed non-uniform wall heat flux or prescribed non-uniform wall temperature”, *NACA TN 3508*, Julio 1955.
- [19] Sparrow, E. M. , GREGG, J. L. , “Laminar free convection from a vertical plate with uniform surface heat flux”, *Trans. ASME*, Vol. 78, 1956 pp. 435-440.
- [20] Bejan, A., *Convection Heat Transfer*, 2<sup>nd</sup> ed. John Wiley & Sons, 1995.



- [21] Greenspan, M., Tschieff, C. E., "Speed of Sound in Water by a Direct Method", Journal of Research of the National Bureau of Standards, Vol. 59, No. 4, October 1957
- [22] Çengel, Y. A., Ghajar, A. J., Heat and Mass Transfer, 4rd Ed, McGraw-Hill, 2011.
- [23] Kays, W. M., Crawford, M. E., Convective Heat and Mass Transfer, 3a. ed, Nueva York, McGraw-Hill, 1993.
- [24] Bhatti, M. S., Shah, R. K., "Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts", en Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, S. Kakaç, R. K. Shah y W. Aung (eds.), Nueva York: Wiley Interscience, 1987.
- [25] Churchill, S. W., Ozoe, H., "Correlations for forced convection with uniform heating in flow over a plate and in developing and fully developed flow in a tube", J. Heat Transfer, pp. 78 -84, Vol 95, 1973.
- [26] L'air liquide S. A. ©, "Gas Encyclopedia". Disponible en: <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?GasID=8>.  
Acceso en: 08/06/2016
- [27] Lemmon, E.W., McLinden, M.O., Friend D.G., "Thermophysical Properties of Fluid Systems", NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69, Eds. P.J. Linstrom and W.G. Mallard, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899. Disponible en: <http://webbook.nist.gov>. Acceso en: 14/06/2016.
- [28] Groll, M., Rosler, S., "Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons", Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, vol. 17, n. 2, pp 91-151, 1992.
- [29] Rosler, S., Takuma, M., Groll, M., Maezawa, S., "Heat transfer limitation in a vertical annular closed two phase thermosyphon with small fill rates", Heat Recovery Systems, 7(4), 1987, pp. 319-327.
- [30] Busse, C.A., "Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes", International Journal of Heat and Mass Transfer, 16, 1973, 169 -185.

# ANEXO

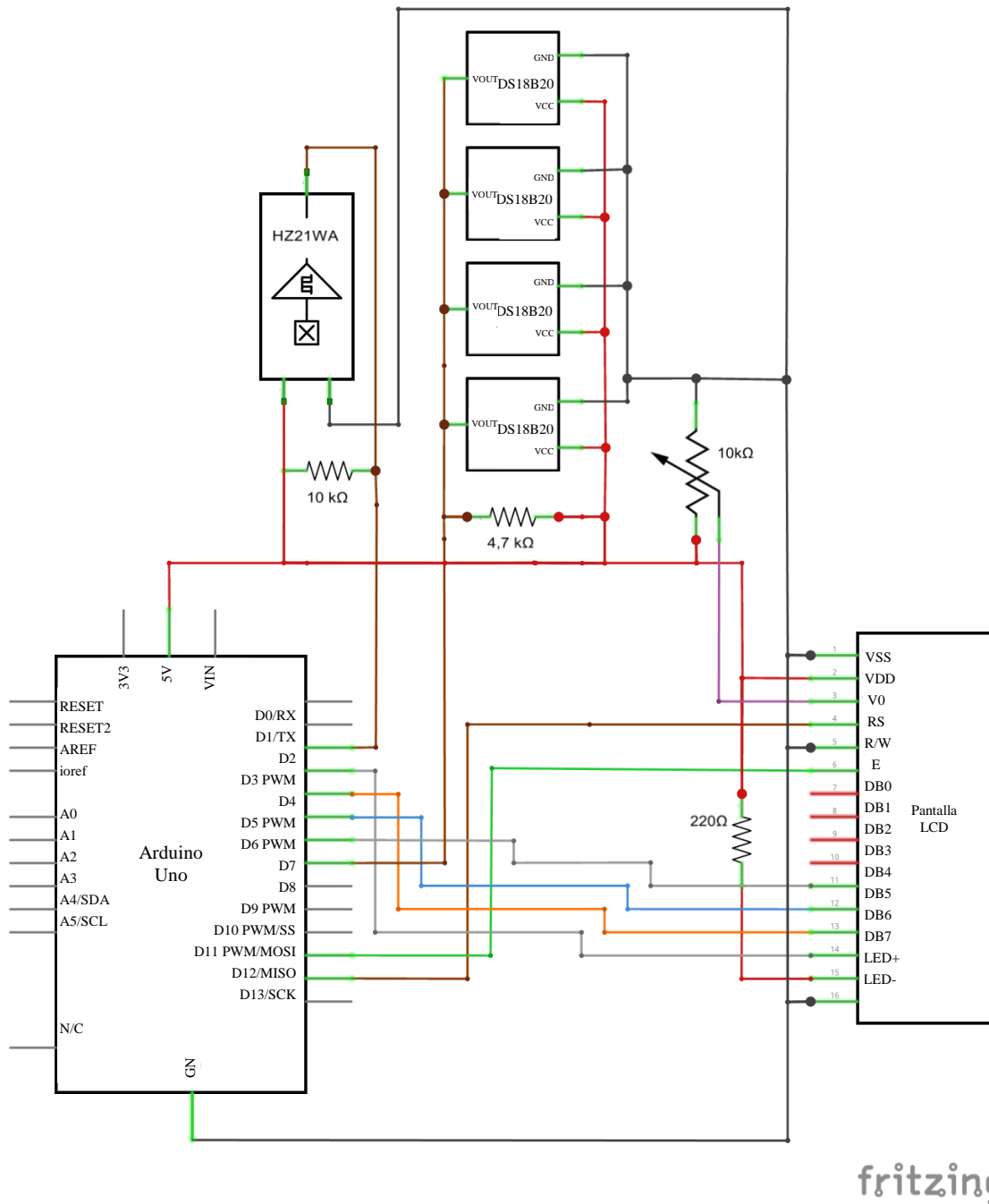


Figura A.1 – Diagrama eléctrico del sistema de adquisición de datos utilizado. Autoría propia con software Fritzing©

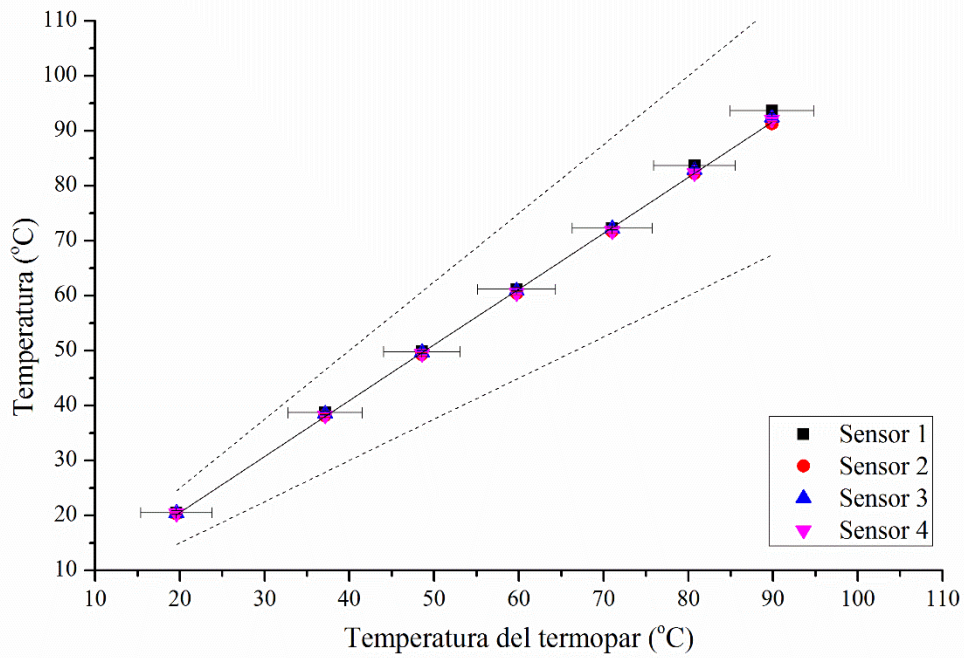


Figura A.2 – Curva de calibración de los sensores de temperatura DS18B20.

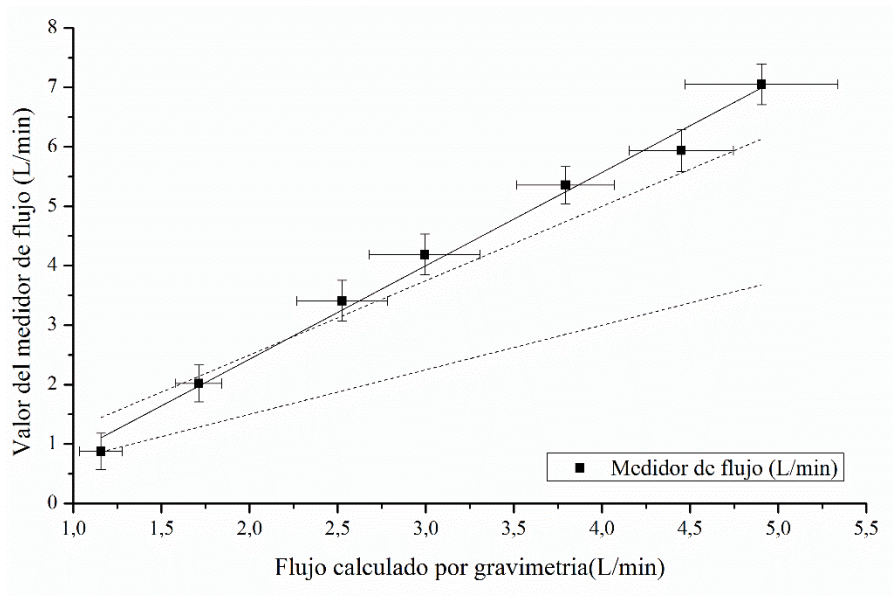


Figura A.3 – Curva de calibración del sensor de flujo de agua HZ21WA.

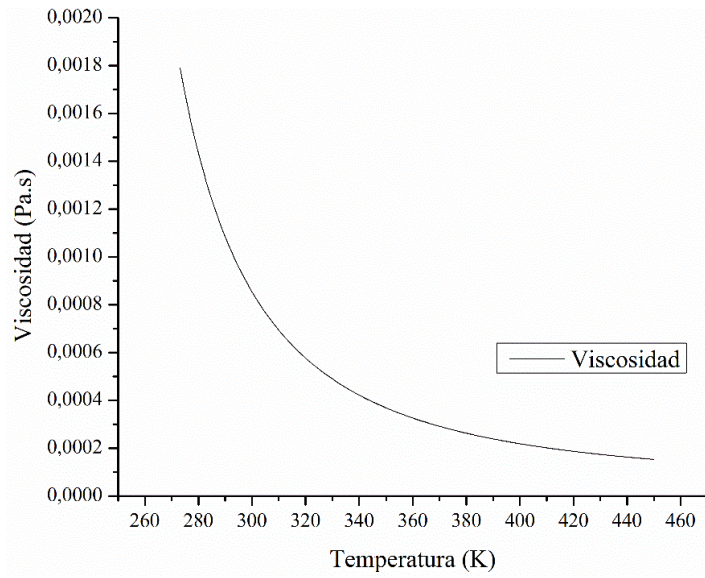


Figura A.4 – Diagrama de viscosidad vs temperatura del agua. Disponible en [27].

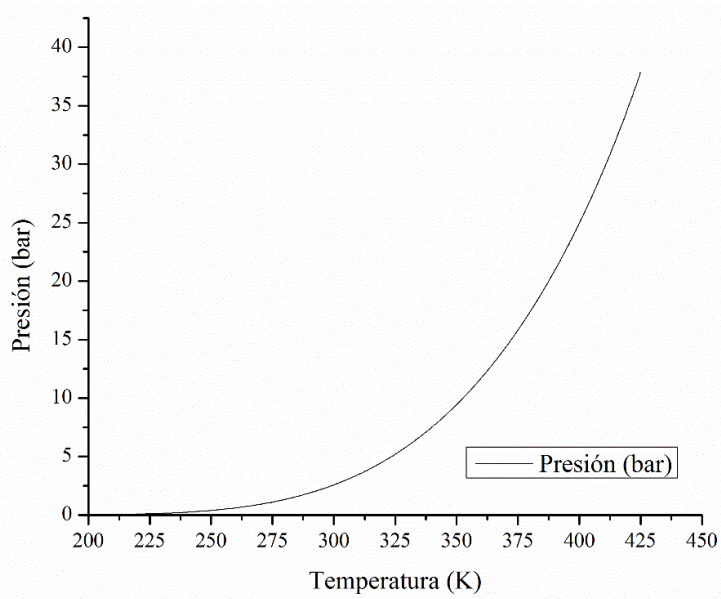


Figura A.5 – Diagrama de presión vs temperatura del vapor del butano. Disponible en [27].

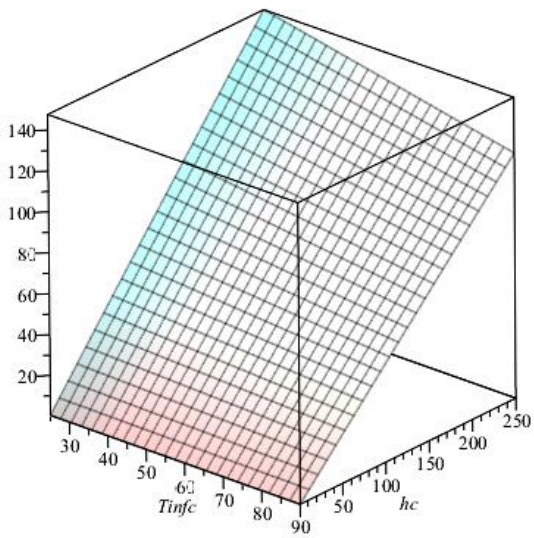


Figura A.6 – Diagrama de condiciones operacionales máximas para la cinta aislante a una temperatura máxima de 105°C en la superficie del evaporador. El eje z representa el flujo de calor  $q$  en  $[W]$ ,  $T_{inf_c}$  es la temperatura del agua circulante sobre la región del condensador en  $[^{\circ}C]$ , y  $h_c$  es el coeficiente convectivo en  $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$  sobre dicha región.

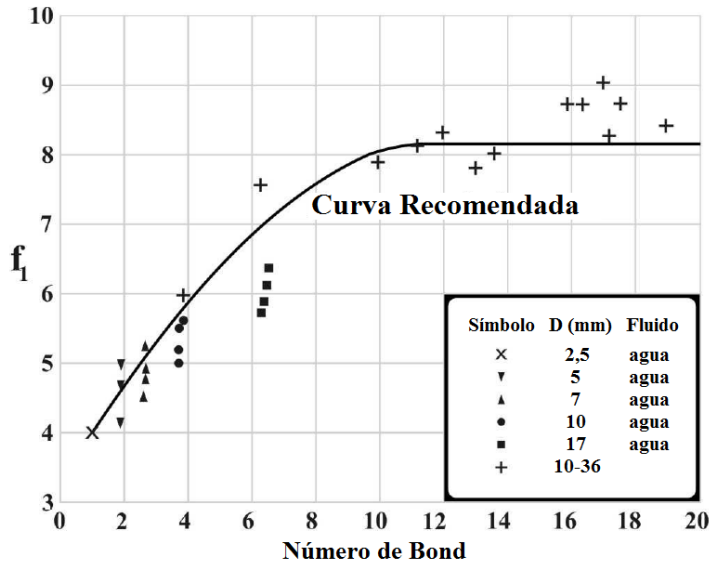


Figura A.7 - Coeficiente  $f_1$  en función del número de Bond. Adaptado de [8].