



**Análisis del rendimiento térmico de un termosifón cerrado de doble fase, usando diferentes configuraciones de aletas y nanofluidos de  $Al_2O_3$  y nanotubos de carbono.**

González Lagla Omar Daniel y Jaramillo Calderón Kevin Gonzalo

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Carrión Matamoros, Luis Miguel

**04 de marzo de 2022**

# COPYLEAKS

TESIS\_González\_Jaramillo.pdf

Scanned on: 15:31 March 4, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	6
Words with Minor Changes	15
Paraphrased Words	293
Omitted Words	0



LUIS MIGUEL  
CARRON  
MATAMOROS



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación, **“Análisis del rendimiento térmico de un termosifón cerrado de doble fase, usando diferentes configuraciones de aletas y nanofluidos de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y nanotubos de carbono”** fue realizado por los señores **González Lagla, Omar Daniel y Jaramillo Calderón, Kevin Gonzalo**, el cual ha sido revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto, cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

**Sangolquí, 03 de marzo de 2022**



Firmado digitalmente por:  
**LUIS MIGUEL  
CARRION  
MATAMOROS**

---

**Ing. Luis Miguel Carrión Matamoros**

C.C.: 1103574677



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**  
**RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA**

Nosotros, **González Lagla, Omar Daniel y Jaramillo Calderón, Kevin Gonzalo**, con cédulas de ciudadanía n° 1722855655, 1715068373, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **Análisis del rendimiento térmico de un termosifón cerrado de doble fase, usando diferentes configuraciones de aletas y nanofluidos de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y nanotubos de carbono** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

**Sangolquí, 03 de marzo de 2022**

---

Omar Daniel González Lagla  
CC: 1722855655

---

Kevin Gonzalo Jaramillo Calderón  
CC: 1715068373



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**  
**AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN**

Nosotros, **González Lagla, Omar Daniel y Jaramillo Calderón, Kevin Gonzalo**, con cédulas de ciudadanía n° 1722855655, 1715068373, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **Análisis del rendimiento térmico de un termosifón cerrado de doble fase, usando diferentes configuraciones de aletas y nanofluidos de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y nanotubos de carbono**, en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

**Sangolquí, 03 de marzo de 2022**

---

Omar Daniel González Lagla  
CC: 1722855655

---

Kevin Gonzalo Jaramillo Calderón  
CC: 1715068373

### Nomenclatura

$Al_2O_3$	Óxido de aluminio
NTC	Nanotubos de carbono
$q''$	Flujo de calor
$k$	Conductividad térmica
$\frac{dT}{dx}$	Gradiente de temperatura en la dirección x
$q_x$	Taza de calor transferido en la dirección x
A	Área transversal
$A_c$	Área circular
T	Temperatura
L	Espesor de la pared
h	Coefficiente de convección
$T_s$	Temperatura de superficie
$T_\infty$	Temperatura del fluido
$T_{sat}$	Temperatura de saturación
$T_f$	Temperatura de película
$\dot{m}$	Flujo másico
$\rho$	Densidad
$\mathcal{V}$	Velocidad de un fluido
V	Voltaje
I	Corriente
$A_c$	Área transversal
$C_p$	Capacidad calorífica específica
$\Delta T$	Variación de temperatura
R	Resistencia Térmica
$R_{conv}$	Resistencia térmica a la convección
P	Perímetro
$\theta$	Temperatura en exceso
$n_f$	Eficiencia térmica de una aleta
g	Aceleración de la gravedad

$\Delta T_e$	Temperatura en exceso
$h_{fg}$	Calor latente de vaporización
$h'_{fg}$	Calor latente de vaporización modificado
$\eta$	Rendimiento térmico
$Nu$	Número de Nusselt
$\mu$	Viscosidad dinámica
$r$	radio
$L_t$	Longitud del termosifón
$FR$	Factor de llenado
LPH	Litros por hora
$V_{liq}$	Volumen de líquido
$V_e$	Volumen del evaporador
$D$	Diámetro del termosifón
$l_e$	Longitud del evaporador
$L_p$	Longitud de la pared
$T_{pe}$	Temperatura promedio del evaporador
$T_{pc}$	Temperatura promedio del condensador
$\emptyset$	Fracción volumétrica de nanopartículas
$\beta$	Razón entre las conductividades térmicas entre nanopartículas y fluido base.
$q_{max}$	Calor máximo.

#### **Subíndices**

$l$	Líquido
$e$	evaporador
$ad$	adiabático
$cond$	condensador
$v$	Vapor
$in$	Entrada
$out$	Salida
$nf$	Nanofluido
$fb$	Fluido base
$np$	Nanopartículas

### **Dedicatoria**

El presente proyecto se lo dedico a mis padres por todo el esfuerzo y apoyo que me han brindado a lo largo de la carrera, a mis hermanos por creer en mí, animarme y ayudarme en todo, a mis mejores amigos con quienes hemos tenido grandes y buenos momentos en mi vida universitaria, y por supuesto, que han estado también en los malos momentos, apoyándome y animándome, y por último a mis demás amigos y familia, quienes han aportado en mi crecimiento y madurez personal.

**González Lagla Omar Daniel**

Este trabajo lo dedico a mis padres, quienes con trabajo, amor y sacrificio han estado constantemente apoyándome para así poder llegar a esta etapa académica. También va dedicado a mi hermano, quien me enseñó que las cosas buenas llegan con esfuerzo.

**Jaramillo Calderón Kevin Gonzalo**

## **Agradecimiento**

Primero quiero agradecer a mis padres por su gran apoyo en toda mi vida, por educarme con grandes valores y hacerme la persona que soy ahora, a mis hermanos por ser un gran ejemplo para mí, por la gran confianza que me han dado y ser mis confidentes, agradecer a mis amigos por nunca dejarme solo en los momentos difíciles de mi vida y por todos los buenos momentos que hemos pasado, a la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” por los conocimientos que me han brindado y la excelente formación profesional, a los profesores que me han ayudado en mi crecimiento intelectual y a mi tutor de tesis el Ingeniero Luis Miguel Carrión Matamoros, por toda su ayuda para llevar a cabo este proyecto.

**González Lagla Omar Daniel**

A la Universidad de las fuerzas Armadas ESPE, en especial a los profesores con vocación docente que lograron desarrollar en mí un pensamiento analítico. Agradecer también de manera especial a mi tutor Ing. Luis Carrión, por compartir sus conocimientos y guiarme en el desarrollo de la presente tesis.

**Jaramillo Calderón Kevin Gonzalo**

## Tabla de contenidos

Reporte COPYLEAKS .....	2
Certificación .....	3
Responsabilidad de autoría .....	4
Autorización de publicación.....	5
Nomenclatura .....	6
Dedicatoria.....	8
Agradecimiento.....	9
Resumen .....	16
Abstract.....	17
Capítulo 1: generalidades .....	18
Introducción.....	18
Antecedentes.....	19
Definición del problema.....	21
Objetivos .....	22
Objetivo General.....	22
Objetivos específicos .....	22
Justificación.....	22
Alcance.....	23
Capitulo2: marco teórico .....	24
Transferencia de calor .....	24
Conducción .....	24
Convección.....	26
Sistemas de flujo estacionario .....	28
Resistencia térmica.....	29
Superficies extendidas .....	30
Análisis de conducción de superficies extendidas.....	31
Eficiencia de una aleta.....	32
Ebullición y condensación.....	33
Transferencia de calor por ebullición .....	33
Modos de ebullición.....	34
Ebullición de piscina.....	35
Ebullición por convección libre.....	36
Ebullición nucleada .....	36
Ebullición de transición.....	37
Ebullición de película.....	37

Transferencia de calor por condensación.....	38
Condensación de película sobre una pared vertical.....	40
Tubos de calor.....	42
Ventajas de los tubos de calor .....	43
Clasificación de los tubos de calor .....	43
Termosifón.....	43
Construcción de un termosifón .....	44
Operación de un termosifón.....	44
Ventajas del uso de un termosifón .....	46
Rendimiento de un termosifón.....	46
Parámetros que afectan la operación del termosifón .....	48
Cantidad de fluido de trabajo .....	48
Calor suministrado.....	49
Angulo de inclinación.....	49
Flujo másico del agua de enfriamiento.....	49
Aplicaciones del termosifón.....	49
Nanopartículas.....	50
Tipos de nanopartículas.....	51
Nanopartículas a base de carbono .....	51
Propiedades de los nanotubos de carbono.....	52
Oxido de aluminio.....	53
Nanopartículas metálicas.....	53
Nanopartículas semiconductoras.....	54
Nanopartículas poliméricas .....	54
Nanofluidos.....	54
Propiedades termofísicas de los nanofluidos .....	55
Conductividad térmica de nanofluidos.....	56
Viscosidad de nanofluidos.....	57
Calor específico y densidad de nanofluidos.....	57
Capítulo 3: Construcción y preparación del equipo.....	59
Elección de materiales.....	59
Termosifón.....	59
Carcasa del intercambiador de calor .....	60
Tapas del intercambiador de calor .....	60
Selección del tipo de termocupla .....	61
Proceso de construcción de evaporador y zona adiabática: .....	65

Proceso de construcción de condensador: .....	70
Proceso de construcción de intercambiador de calor: .....	75
Conexión de la interfaz de adquisición de datos: .....	80
Armado de conexión de agua entre reservorio con bombas pequeñas e intercambiador de calor: .....	82
Ensamble del termosifón: .....	82
Chequeos preexperimentales .....	86
Definición de parámetros .....	86
Proceso experimental .....	87
Características de nanopartículas utilizadas .....	89
Proceso de obtención de los nanofluidos.....	90
Procesos de mezcla del fluido base: .....	90
Pesaje de las nanopartículas:.....	90
Agitación Magnética .....	91
Proceso de sonificación: .....	92
Capítulo 4: experimentación.....	93
Análisis térmico.....	93
Efecto del caudal Q .....	93
Efecto del radio de llenado .....	95
Distribución de temperaturas.....	98
Resistencia térmica del termosifón .....	99
Eficiencia Térmica .....	104
Número de aletas.....	107
Efecto de la concentración de nanopartículas.....	108
Análisis económico .....	111
Ahorro por el uso de aletas internas .....	112
Ahorro por el uso nanofluidos de AL <sub>2</sub> O <sub>3</sub> .....	112
Ahorro por el uso nanofluidos de NTC.....	113
Ahorro por el uso nanofluidos y aleteado interno .....	113
Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones .....	115
Conclusiones .....	115
Recomendaciones.....	116
Bibliografía .....	117
Anexos.....	120

## Índice de tablas

<b>Tabla 1.</b> Matriz de decisión para el material del termosifón.....	59
<b>Tabla 2.</b> Matriz de decisión para el material de la carcasa del intercambiador de calor .....	60
<b>Tabla 3.</b> Matriz de selección de tapas del intercambiador de calor.....	61
<b>Tabla 4.</b> Matriz de selección de termocuplas .....	61
<b>Tabla 5.</b> Descripción de los materiales usados en el equipo .....	62
<b>Tabla 6.</b> Descripción de las termocuplas del evaporador y zona adiabática.....	67
<b>Tabla 7.</b> Descripción de termocuplas ubicadas en el condensador.....	74
<b>Tabla 8.</b> Descripción de termocuplas a la entrada y salida del condensador.....	78
<b>Tabla 9.</b> Características de las nanopartículas utilizadas.....	89
<b>Tabla 10.</b> Ahorro de costos energéticos con el uso de aletas para 150 W .....	112
<b>Tabla 11.</b> Ahorro de costos energéticos con el uso de Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> .....	112
<b>Tabla 12.</b> Ahorro de costos energéticos con el uso de NTC .....	113
<b>Tabla 13.</b> Ahorro de costos energéticos con el uso de nanofluidos y 8 aletas internas.....	114

## Índice de Figuras

<b>Figura 1.</b> Conducción, convección, y radiación mecanismos de transferencia de calor .....	24
<b>Figura 2.</b> Actividad molecular asociada a la transferencia de calor por conducción.....	25
<b>Figura 3.</b> Transferencia de calor por conducción unidimensional.....	26
<b>Figura 4.</b> Frontera de Temperatura y velocidad en la transferencia de calor por convección .....	27
<b>Figura 5.</b> Flujo másico a través de un ducto circular .....	28
<b>Figura 6.</b> Superficies extendidas para aumentar la transferencia de calor desde una pared plana .....	30
<b>Figura 7.</b> Balance energético de una superficie extendida.....	31
<b>Figura 8.</b> Proceso de ebullición.....	34
<b>Figura 9.</b> Curva de ebullición para agua a 1atm .....	36
<b>Figura 10.</b> Ebullición nucleada, vapor en forma de columna .....	37
<b>Figura 11.</b> Ebullición de película .....	38
<b>Figura 12.</b> Modos de condensación.....	39
<b>Figura 13.</b> Condensación de película en una pared vertical .....	40
<b>Figura 14.</b> Esquema y operación de un tubo de calor .....	42
<b>Figura 15.</b> Esquema de un termosifón cerrado de doble fase.....	45
<b>Figura 16.</b> Métodos de síntesis de nanopartículas .....	51
<b>Figura 17.</b> Esquema de nanotubos de pared simple (SWNT) y de pared múltiple (MWNT) ..	52
<b>Figura 18.</b> Nanopartículas dispersadas en un fluido base .....	55
<b>Figura 19.</b> Estructura de nanofluido con nanocapas en la interface solido-liquido .....	56
<b>Figura 20.</b> Tubo soldado con tapa mediante soldadura con bronce. ....	66
<b>Figura 21.</b> Soldadura de tapón para evacuación de fluido de trabajo.....	66
<b>Figura 22.</b> Maquinado de roscado interno y externo para unión entre evaporador y condensador. ....	67
<b>Figura 23.</b> Preparación de cables de termocupla tipo K para proceso de soldadura. ....	68
<b>Figura 24.</b> Distribución de termocuplas a lo largo del condensador y zona adiabática. ....	68
<b>Figura 25.</b> Resistencias tipo abrazaderas colocadas en el evaporador. ....	69
<b>Figura 26.</b> Conexión eléctrica en serie de resistencias hacia la fuente de energía de 110V. .	69
<b>Figura 27.</b> Dimensiones de aleteado interno en condensador de 4 aletas. ....	70
<b>Figura 28.</b> Dimensiones de aleteado interno en condensador de 6 aletas .....	71
<b>Figura 29.</b> Dimensiones de aleteado interno en condensador de 8 aletas. ....	71
<b>Figura 30.</b> Dimensiones externas para condensadores de 4, 6 y 8 aletas.....	72
<b>Figura 31.</b> Perforación concéntrica pasante de eje. ....	73
<b>Figura 32.</b> Roscado externo en condensadores.....	73
<b>Figura 33.</b> Interfaz computacional de corte en condensador de 8 aletas. ....	74
<b>Figura 34.</b> Distribución de termocuplas tipo K en condensador. ....	75
<b>Figura 35.</b> Dimensiones de tapas del intercambiador de calor. ....	75
<b>Figura 36.</b> Preparación de tubo PVC para intercambiador de calor.....	76
<b>Figura 37.</b> Perforación de agujeros para entrada y salida de agua en intercambiador de calor. ....	76
<b>Figura 38.</b> Preparación de tubos roscados para entrada y salida de agua en intercambiador de calor. ....	77
<b>Figura 39.</b> Preparación de soldadura fría para la unión de piezas de PVC. ....	77
<b>Figura 40.</b> Unión de piezas por soldadura fría para intercambiador de calor.....	78

<b>Figura 41.</b> Colocación de termocuplas para entrada y salida de agua en intercambiador de calor. ....	79
<b>Figura 42.</b> Unión entre intercambiador de calor y condensador mediante soldadura fría....	79
<b>Figura 43.</b> Conexión de Arduino y módulos para interfaz de adquisición de datos. ....	80
<b>Figura 44.</b> Interfaz gráfica para adquisición de datos.....	80
<b>Figura 45.</b> Diagrama de bloques en LabView para adquisición y tabulación de datos. ....	81
<b>Figura 46.</b> Conexión de tubería y accesorios para el flujo de entrada de agua y medición de caudal.....	82
<b>Figura 47.</b> Ensamble de entrada y salida de agua, termosifón y adquisición de datos.....	83
<b>Figura 48.</b> Conexión de manómetro para bomba de vacío y válvula de carga.....	83
<b>Figura 49.</b> Bomba de vacío.....	84
<b>Figura 50.</b> Conexión hacia la válvula de carga de refrigeración en condensador. ....	84
<b>Figura 51.</b> Conexión de reóstato para variación de potencia.....	85
<b>Figura 52.</b> Termosifón totalmente ensamblado. ....	85
<b>Figura 53.</b> Pesaje de nanopartículas mediante una balanza electrónica .....	91
<b>Figura 54.</b> Agitación magnética del fluido base con las nanopartículas.....	92
<b>Figura 55.</b> Equipo de sonicación seteado a 40 °C.....	92
<b>Figura 56.</b> Variación de la temperatura promedio a lo largo del termosifón para distintos valores de potencia y caudales .....	94
<b>Figura 57.</b> Variación de la resistencia térmica para diferentes FR y configuraciones de aletas para agua destilada.....	95
<b>Figura 58.</b> Distribución de temperaturas para varios nanofluidos.....	98
<b>Figura 59.</b> Resistencia térmica vs número de aletas para distintas potencias de entrada ..	100
<b>Figura 60.</b> Eficiencia térmica vs Potencia de entrada para distintas configuraciones de aletas .....	104
<b>Figura 61.</b> Eficiencia térmica vs Potencia para distintos tipos de fluido de trabajo.....	108
<b>Figura 62.</b> Resistencia térmica vs Potencia para distintos tipos de fluido de trabajo.....	110

## Resumen

En el presente trabajo, se estudió experimentalmente el rendimiento térmico de un termosifón cerrado de doble fase. Como fluido de trabajo se usó agua destilada, nanofluidos de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  y nanotubos de carbono, en concentraciones de 0.02, 0.5 y 1.5 % en peso. Siendo el fluido de trabajo más eficiente el que contiene NTC al 1.5 %. El termosifón está constituido de un evaporador de longitud 0.2 m, una zona aislada térmicamente de 0.1 m y condensador de 0,2 m. El condensador consta de aletas internas de sección rectangular a lo largo del mismo. Con configuraciones de 0, 4, 6 y 8 aletas. De las cuales, la configuración más eficiente resultó la de 8 aletas. Las aletas son de área constante y tienen un ancho de 8 mm y 3 mm de espesor. Para este estudio se consideró radios de llenado de 20, 50 y 100%, en la que al 100 % se presentaron las mayores eficiencias. Por lo cual, fue utilizado en la realización de todos los ensayos. Se analizaron diferentes caudales de agua para el enfriamiento del condensador, los cuales fueron 20, 40 y 60 LPH. En la que los 60 LPH, fue el caudal más eficiente, por lo cual fue utilizado como parámetro constante en los ensayos posteriores. Se utilizaron potencias de entrada entre 50 y 150 W.

El análisis térmico se presenta mediante graficas de las siguientes variables térmicas:

Distribución de temperaturas, eficiencia térmica ( $\eta$ ) y resistencia térmica (R).

### Palabras clave:

- **NANOFLUIDOS**
- **EFICIENCIA TÉRMICA**
- **RADIO DE LLENADO**
- **TERMOSIFÓN**

### Abstract

In the present work, the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon was experimentally studied. Distilled water, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, and carbon nanotubes nanofluids were used as working fluids in weight concentrations of 0.02, 0.5, and 1.5%. The most efficient working fluid was the one containing 1.5 % NTC. The thermosyphon comprises an evaporator of 0.2 m, an adiabatic zone of 0,1 m, and a 0.2m condenser. The condenser consists of internal fins of rectangular section along it. With configurations of 0, 4, 6, and 8 fins. Of which, the most efficient configuration was the one with 8 fins. The fins are of constant cross area and are 8mm wide and 3mm thick. For this study, filling ratios of 20, 50, and 100% were considered. In which the highest efficiencies were presented at 100%. Different water flow rates were analyzed for cooling the condenser, which were 20, 40, and 60 LPH. In which 60 LPH was the most efficient flow rate, for which it was used as a constant parameter in subsequent tests. Input powers between 50 and 150 W were used.

The thermal analysis is presented through graphs of the following thermal variables:

Temperature distribution, thermal efficiency ( $\eta$ ), and thermal resistance (R).

#### Keywords:

- **NANOFLUIDS**
- **THERMAL EFFICIENCY**
- **FILL RATIO**
- **THERMOSYPHON**

## Capítulo 1: generalidades

### Introducción

Un termosifón es un intercambiador de calor altamente eficiente. El termosifón transfiere energía del lado caliente al lado frío, mediante evaporación y condensación del fluido de trabajo que se encuentra dentro de la carcasa de este. Dentro del termosifón existe un proceso de cambio de fase, que nos permite intercambiar altos flujos de calor con pequeñas diferencias de temperatura. El vapor generado en el evaporador sube a la zona del condensador debido a una diferencia de densidades. En el condensador, el vapor se condensa y retorna a la zona del evaporador, convirtiéndose así en un ciclo.

El aumento de la transferencia de calor es muy importante en muchas aplicaciones industriales, debido a las altas demandas de flujo de calor de enfriamiento en la tecnología actual. Las técnicas de mejoramiento de transferencia de calor pueden ser por métodos pasivos o activos. La tasa de transferencia de calor en un termosifón puede ser mejorada, aumentando el área de contacto del vapor en el condensador, por medio de superficies extendidas internas.

Los nanofluidos, que son suspensiones estables y homogéneas que están conformadas por un fluido base y nanopartículas como aditivo, han demostrado ser un método para mejorar la transferencia de calor, debido a un aumento del coeficiente de conductividad térmica comparado con fluidos sin nanopartículas.

## Antecedentes

A medida que los componentes electrónicos son cada vez más compactos, la disipación de calor aumenta significativamente. Por ello, investigaciones han sido llevadas a cabo con el fin de desarrollar métodos para aumentar el rendimiento de intercambiadores de calor. Estos métodos pueden ser activos o pasivos.

Los métodos pasivos de aumento de transferencia de calor no utilizan una fuente externa de potencia. Se puede aumentar la transferencia de calor por métodos pasivos aumentando la rugosidad, área superficial o cambiando las condiciones de frontera. (Sonawane, y otros, 2016).

Allan, y otros (2015), concluyeron mediante un análisis experimental que la tasa de transferencia de calor puede ser aumentada con el uso de aletas. Entre los materiales estudiados, el cobre fue más efectivo que el latón y aluminio, debido a su alta conductividad térmica.

Varios estudios se han realizado para estudiar la influencia de los factores de operación, como ángulo de inclinación del termosifón, radio de llenado, superficie aislada y superficie extendida sobre el rendimiento térmico del termosifón. El radio de llenado juega un papel importante en el desempeño térmico del termosifón. Este parámetro es la razón entre el volumen de fluido de trabajo para el volumen del evaporador.

(Xu et al., 2018) estudiaron numérica y experimentalmente el efecto del radio de llenado en el rendimiento de un termosifón cerrado de doble fase. Los investigadores llegaron a la conclusión que, para bajos radios de llenado (menores a 12%), el sistema se secaba, y a altos radios de llenado las burbujas no logran llegar a la superficie.

(Y. Naresh, C. Balaji, 2018) concluyeron que la adición de aletas produjo una mejora del 13% en la condensación, lo cual redujo el radio de llenado para un rendimiento óptimo del termosifón.

Investigando nanofluidos, se notó que estos fluidos, que son una suspensión homogénea y estable comprendida por un fluido base y nanopartículas como aditivo, aumentaron notoriamente el rendimiento térmico de un termosifón. También se demostró que la conductividad térmica de los nanofluidos es mayor a fluidos sin nanopartículas. (M. Chehrazi, B. Kamyab, 2021).

(Noie et al., 2009) investigaron el mejoramiento de la transferencia de calor en un termosifón usando nanofluido de  $Al_2O_3$ , se demostró que aumentando la concentración de nanofluido a 3% en concentración volumétrica incrementa la eficiencia a 14.7% en comparación con agua.

(M. Chehrazi, B. Kamyab, 2021) investigaron el efecto de nanotubos de carbono en el desempeño de un termosifón, comprobando que la adición de un nanofluido aumenta el desempeño del sistema, además la resistencia térmica se vio reducida cuando se aumentó el porcentaje de nanotubos de carbono.

(Liu et al., 2018) ratificaron la reducción de la resistencia térmica y mejoramiento de rendimiento térmico de un termosifón, usando nanotubos de carbono en una concentración de 2%. Su investigación demostró un aumento de 150% en la transferencia de calor comparado con agua.

## **Definición del problema**

El interés en desarrollar técnicas de mejoramiento de la transferencia de calor se encuentra relacionado con el costo energético, con el aumento del mismo, el mejoramiento de la transferencia de calor tendrá una nueva fase de crecimiento (Sonawane, y otros, 2016).

Debido al desarrollo de la tecnología moderna, los intercambiadores de calor requeridos en la industria son para altos flujos de calor, al nivel de Megawatt por metro cuadrado. A este rango los fluidos de trabajo convencionales como agua o etilenglicol presentan un gran desafío. Por lo tanto, resulta necesario el estudio sobre las técnicas de mejoramiento del rendimiento térmico en intercambiadores de calor.

El estudio de la eficiencia térmica de los equipos es crucial en la conservación de energía. También, un intercambiador de calor más eficiente reduce su tamaño, reduciendo los costos de manufactura y material. (Tijin et al., 2006)

El uso inapropiado de energía se ha convertido en un problema mundial. Estos problemas han promovido el estudio de mejoramiento de la transferencia de calor. La tasa de transferencia de calor puede ser aumentada incrementando la rugosidad, el área superficial, y cambiando las condiciones de frontera. O por otros métodos que involucran la adición de partículas de tamaño nano, con alta conductividad térmica al fluido de trabajo.

## **Objetivos**

### ***Objetivo General***

Analizar el rendimiento térmico de un termosifón cerrado de doble fase, usando diferentes configuraciones de aletas, con nanofluidos de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y nanotubos de carbono.

### ***Objetivos específicos***

- Construir un termosifón cerrado de doble fase con diferentes configuraciones de aleteados internos.
- Analizar la influencia de distintas configuraciones de aletas internas en el rendimiento térmico del termosifón.
- Analizar el efecto del uso de nanofluidos de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y nanotubos de carbono en el rendimiento térmico de un termosifón cerrado de doble fase.
- Determinar la proporción de llenado necesaria para un rendimiento térmico óptimo de un termosifón cerrado de doble fase

## **Justificación**

Dentro de la industria un porcentaje considerable de energía se pierde como calor residual, por lo tanto, es necesario intentar aprovechar dicha energía. Un termosifón nos permite recuperar el calor residual de un proceso para ser utilizado en otro.

Además, la tecnología actual y su demanda energética, requieren el estudio de técnicas de mejoramiento de la tasa de transferencia de calor de un termosifón.

El presente proyecto permitirá estudiar y analizar la influencia que tiene el tipo de aleteado interno y el uso de nano fluido como fluido de trabajo en un termosifón cerrado de doble fase sobre la eficiencia del proceso. Permittiéndonos así determinar la configuración de aleteado interno y nanofluido más eficiente.

## Alcance

La finalidad del presente proyecto tiene como objetivo realizar un estudio experimental sobre la influencia de distintos tipos de configuraciones de aleteado interno en el condensador y nanofluidos como fluido de trabajo, en un termosifón cerrado de doble fase.

A continuación, se detallan los entregables del proyecto:

- Equipo termosifón
- Equipo de adquisición de datos de temperatura a lo largo del termosifón
- Influencia de la tasa de llenado sobre la eficiencia del proceso
- Influencia del caudal en el sistema de enfriamiento sobre la eficiencia del proceso
- Configuración de aletas internas más eficiente.
- Comparación de resultados obtenidos.
- Comparación del rendimiento térmico usando los nanofluidos descritos anteriormente.

## Capítulo 2: marco teórico

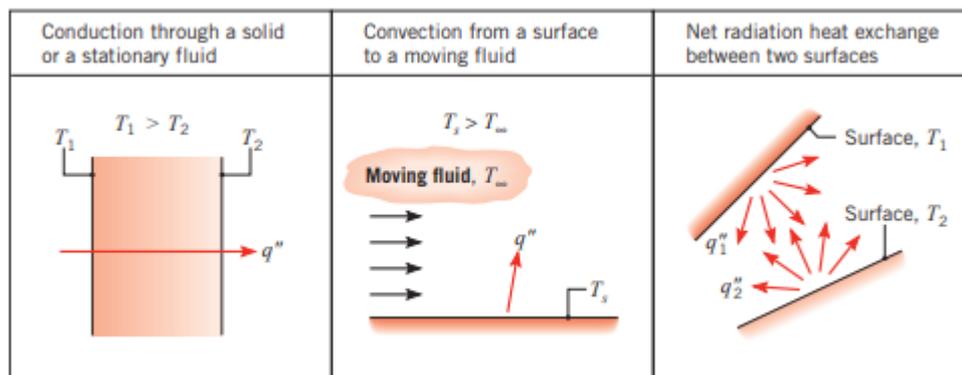
### Transferencia de calor

Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un medio, la energía térmica va a ser transferida del lado más energético al menos energético. La transferencia de calor estudia la tasa de transferencia de calor que experimenta un sistema.

Existen tres tipos de procesos de transferencia de calor, también denominados mecanismos de transferencia de calor. Como se muestra en Figura 1. Conducción es la transferencia de calor desde el lado más energético sobre el menos energético en un medio estacionario. Convección es la transferencia de energía entre una superficie y un fluido en movimiento que se encuentran a diferentes temperaturas. Por último, la Radiación, energía térmica emitida en forma de ondas electromagnéticas.

**Figura 1.**

*Conducción, convección, y radiación mecanismos de transferencia de calor*



*Nota.* Recuperado de (Frank P. Incropera)

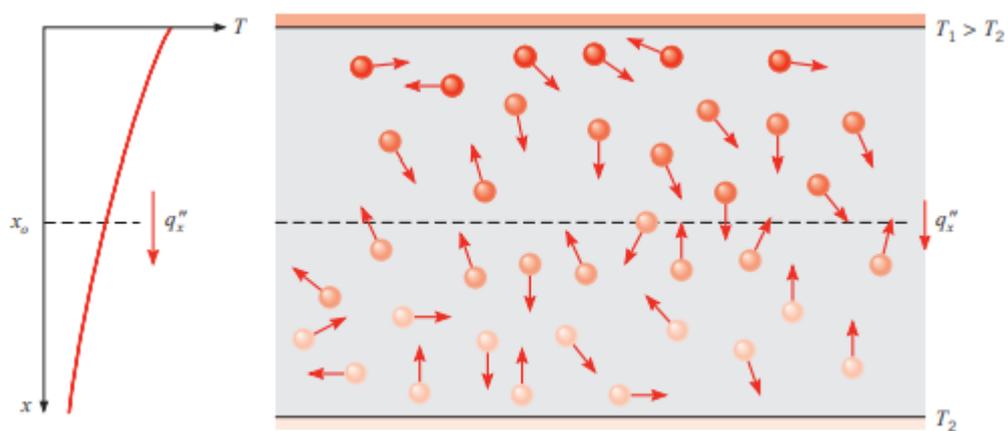
### **Conducción**

Transferencia de energía producida por la interacción entre partículas, desde las partículas más energéticas hasta las menos energéticas. El mecanismo físico de la conducción

se puede explicar considerando un medio estacionario entre dos superficies a distintas temperaturas, véase Figura 2, donde  $T_1 > T_2$ . Debido a que la temperatura es una medida de la energía de las partículas, las partículas más cercanas a la pared superior, serán las más energéticas. Cuando estas moléculas colapsan, la energía se trasfiere desde las partículas más energética a la menos energética, por lo tanto, el flujo de calor sigue la dirección decreciente de temperatura (dirección  $x$  positiva).

**Figura 2.**

*Actividad molecular asociada a la transferencia de calor por conducción*



*Nota.* Recuperado de (Frank P. Incropera)

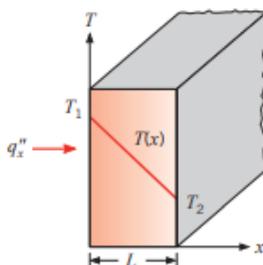
La tasa de transferencia de calor por conducción depende de la geometría del medio, la diferencia de temperaturas y el espesor del medio. La cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo para la conducción de calor, se cuantifica mediante la ley de Fourier. Para la transferencia unidimensional de la Figura 3, la tasa de transferencia se expresa como:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Donde  $q_x''$  ( $W/m^2$ ), que es el flujo de calor en la dirección  $x$  positiva, es proporcional al gradiente de temperatura  $\frac{dT}{dx}$ . La constante  $K$ , es la conductividad térmica del material, es una medida de que tan bueno es el material para conducir calor.

**Figura 3.**

*Transferencia de calor por conducción unidimensional*



*Nota.* Recuperado de (Frank P. Incropera)

En estado estacionario la distribución de temperatura tiene una distribución lineal, por lo tanto, el gradiente de temperaturas puede expresarse de la forma:

$$q_x = -k A \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2)$$

Donde  $L$  es el espesor de la pared expresado en metros.  $A$  es el área normal a la dirección de transferencia de calor.

### **Convección**

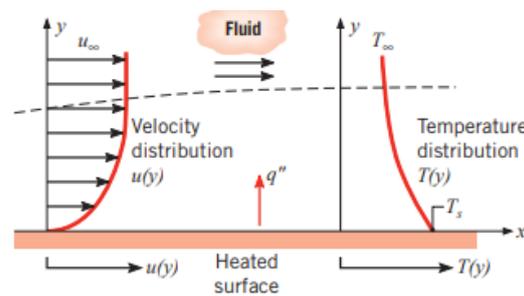
Mecanismo de transferencia de calor que se da entre una superficie sólida y un fluido en movimiento que se encuentran a distintas temperaturas. Este mecanismo está comprendido por el mecanismo de conducción y el movimiento macroscópico del fluido.

Considerando el enfriamiento de una superficie caliente por un fluido en movimiento como se muestra en la Figura 4. Por el movimiento del fluido se forma una región donde la

velocidad del fluido varía desde cero cuando  $y=0$ , hasta una velocidad finita que tenga el flujo. También, cuando hay una diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido, se forma una región en la que la temperatura varía desde  $T_s$  en la superficie hasta la temperatura del flujo del fluido.

**Figura 4.**

*Frontera de Temperatura y velocidad en la transferencia de calor por convección*



*Nota.* Recuperado de (Frank P. Incropera)

Si en la convección, el flujo del fluido se produce por medios externos estamos hablando de convección forzada, si el flujo se produce por fuerzas de flotabilidad provocadas por la diferencia de densidades debido a la diferencia de temperaturas del fluido, se tiene convección natural (Yunus A. Cengel).

En algunos procesos de convección puede existir un intercambio de energía latente, generando un cambio de fase entre líquido y gas, como son los casos de ebullición y condensación sobre una superficie.

Se observó que la tasa de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido. La expresión se denomina Ley de enfriamiento de Newton, y es de la forma:

$$q_x'' = h (T_s - T_\infty) \quad (3)$$

Donde  $q_x''$  ( $W/m^2$ ),  $T_s$  es la temperatura de la superficie,  $T_\infty$  la temperatura del fluido. El parámetro  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección ( $W\ ^\circ C /m^2$ ) cuyo valor depende de la naturaleza del flujo, la geometría superficial y propiedades termodinámicas y de transporte del fluido.

### **Sistemas de flujo estacionario**

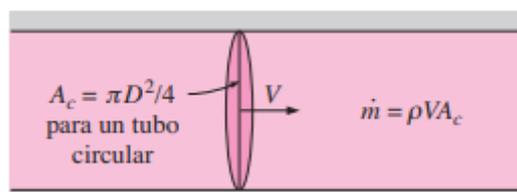
En un gran número de intercambiadores de calor existe flujo másico saliendo y entrando al sistema. Estos pueden ser analizados como volúmenes de control, en su mayoría en estado estacionario, estacionario quiere decir que no existen cambios a lo largo del tiempo en una ubicación específica. Para un flujo estacionario la cantidad de energía que entra al volumen de control es igual a la cantidad de energía que sale de él.

La cantidad de masa que fluye a través de un ducto por unidad de tiempo se denomina flujo másico ( $\dot{m}$ ). El flujo másico es proporcional al área de la sección por la cual está atravesando el flujo  $A_c$ , la densidad  $\rho$  y la velocidad que tiene el flujo  $V$ . Teniendo la siguiente expresión para el flujo másico unidimensional que fluye a través de un ducto. Ver Figura 5

$$\dot{m} = \rho V A_c \quad (4)$$

### **Figura 5.**

*Flujo másico a través de un ducto circular*



*Nota.* Recuperado de (Yunus A. Cengel)

En un flujo estacionario, cuando los cambios en energía potencial y cinética son despreciables y no existe realización o aplicación de trabajo, el balance energético es de la forma:

$$q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (5)$$

Donde q es el calor que ingresa o sale del volumen de control.

### **Resistencia térmica**

Para el caso de conducción unidimensional en estado estable y sin generación de energía, vea ecuación (2). Se puede realizar una analogía entre la conducción de calor y la carga eléctrica. Por lo tanto, una resistencia térmica puede ser asociada con la conducción de calor. Se tiene para una pared plana a partir de la ecuación (2), la resistencia térmica es de la forma:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{q} = \frac{L}{kA} \quad (6)$$

El concepto de resistencia térmica también se puede asociar con la transferencia de calor por convección desde una superficie. Teniendo en cuenta la ley de enfriamiento de Newton, ecuación (3). La resistencia térmica por convección es de la forma:

$$R_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (7)$$

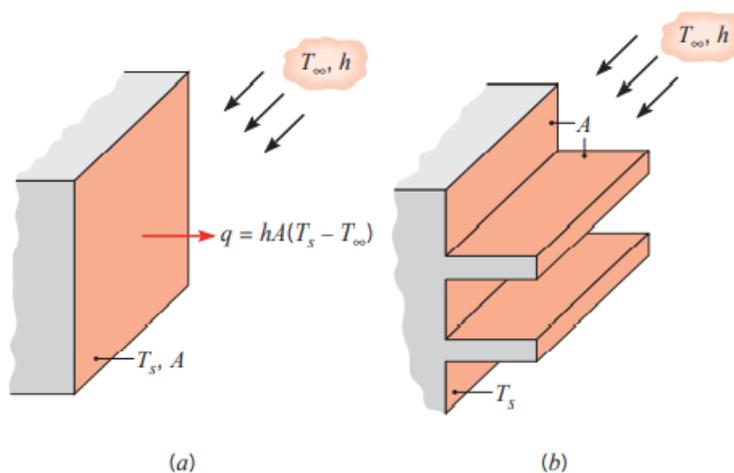
Se puede notar que cuando el coeficiente de convección es muy alto, la resistencia al flujo de calor por convección tiende a cero. La ecuación (7) funciona para superficies de cualquier forma.

### Superficies extendidas

Considerando una pared plana expuesta a transferencia de calor por convección, vea Figura 6 (a), Si deseamos aumentar la tasa de transferencia de calor de la pared se lo puede hacer: incrementando el coeficiente de convección, lo cual suele ser costoso, debido a que se debe instalar bombas o ventiladores. Otra alternativa es aumentar la superficie que está en contacto con el fluido, añadiendo superficies extendidas, o también llamadas aletas, a la superficie en cuestión Figura 6 (b). Idealmente estas superficies extendidas deben tener un coeficiente de conducción alto para evitar grandes cambios entre las temperaturas de la base y de la punta de la superficie extendida.

**Figura 6.**

*Superficies extendidas para aumentar la transferencia de calor desde una pared plana*



*Nota.* (a) Pared plana. (b) superficie aleteada. Recuperado de (Frank P. Incropera)

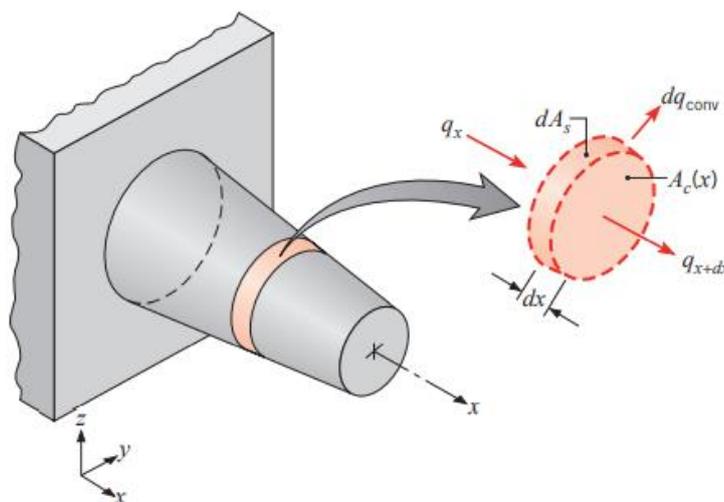
Debido a la ventaja de aumento de la tasa de transferencia de calor que proporcionan las superficies extendidas, son ampliamente usadas en la industria. Desde radiadores de carros, arreglos para enfriar los motores de motocicletas, las tuberías de los aires acondicionados, entre otros.

**Análisis de conducción de superficies extendidas.** Para determinar que tanto mejora la transferencia de calor desde una superficie a sus alrededores con el uso de aletas, debemos determinar la tasa de transferencia de calor asociada a la aleta. Para lo cual debemos hacer un balance de energías sobre un elemento diferencial. Considerando la superficie extendida de la Figura 7. El análisis de conducción se reduce haciendo algunas asunciones. Consideramos que la conducción de la aleta es en una sola dimensión ( $x$ ), esto debido a que los cambios de temperatura en la sección transversal son mínimos debido a los espesores delgados que caracterizan estas geometrías. Por lo tanto, la distribución de temperaturas será una función de  $x$ . Además, consideraremos estado estable (sin cambios con respecto al tiempo), sin generación de energía, conductividad térmica constante, y coeficiente de convección constante a lo largo de la aleta. Aplicando la conservación de energía y con las asunciones previamente mencionadas se tiene la ecuación:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \left( \frac{1}{A_c} \frac{dA_c}{dx} \right) \frac{dT}{dx} - \left( \frac{1}{A_c} \frac{h dA_s}{k dx} \right) (T - T_\infty) = 0 \quad (8)$$

**Figura 7.**

*Balance energético de una superficie extendida*



*Nota.* Recuperado de (Frank P. Incropera)

Para el caso que tengamos aletas de sección constante. La aleta tendrá una temperatura de la base  $T(0) = T_b$ , y estará en contacto con un fluido a una temperatura  $T_\infty$ .

Teniendo así,  $A_c$  como una constante y  $A_s = Px$ , donde  $A_s$  es el área superficial medida desde la base hasta  $x$ ,  $P$  es el perímetro de la aleta, entonces la ecuación (8) se reduce a:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{hP}{kA_c}(T - T_\infty) = 0 \quad (9)$$

Para simplificar la ecuación (9), cambiamos la variable dependiente definiendo un exceso de temperatura  $\theta(x)$ , como se puede ver en la ecuación (10).

$$\theta(x) = T(x) - T_\infty \quad (10)$$

Para la solución de la ecuación (9), se deben aplicar condiciones de frontera en la punta de la aleta ( $x=L$ ) y en la base ( $x=0$ ), las condiciones en la punta de la aleta pueden ser: convección, adiabática, temperatura conocida, o aleta muy larga, donde  $\theta_L \rightarrow 0$ .

**Eficiencia de una aleta.** Una forma de medir el rendimiento térmico de una superficie extendida es mediante su eficiencia. Si pensamos en una aleta ideal en la cual su resistencia térmica sea cero o que su conductividad térmica tienda a infinito, en este caso toda la aleta se encontrará a la temperatura de la base y tendremos la máxima tasa a la que una aleta pueda disipar calor. En la realidad existe un gradiente de temperatura a lo largo de la aleta debido a la resistencia a la conducción que existe. Teniendo esto en cuenta, la eficiencia será la relación del calor real que elimine una aleta, dividido para el calor máximo que idealmente podía disipar, teniendo así:

$$n_f = \frac{q_f}{q_{max}} = \frac{q_f}{hA_f\theta_b} \quad (11)$$

### ***Ebullición y condensación***

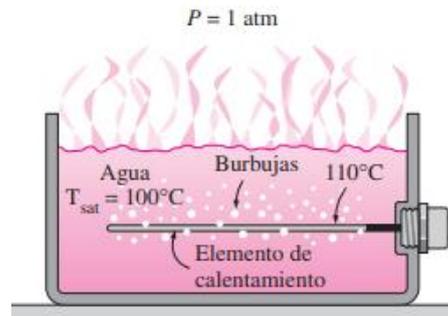
La ebullición y condensación son procesos de transferencia de calor por convección los cuales están caracterizados porque existe cambio de fase. Cuando la temperatura de un líquido a una presión específica es aumentada más allá que su temperatura de saturación, ocurre ebullición. Así mismo, cuando la temperatura de un fluido es reducida a su temperatura de saturación, ocurre condensación. En la ebullición el cambio de fase se da por la transferencia de calor de la superficie sólida a la líquida. En cambio, en la condensación, la transferencia se da del vapor a la superficie sólida.

Debido a que en los procesos de ebullición y condensación existe cambio de fase, la temperatura no varía a lo largo del proceso a una determinada presión. Por lo cual, grandes tasas de calor (debido a altas tasas de calor latente cedido o ganado) pueden ser transferidas con pequeñas diferencias de temperatura.

La ebullición y condensación dependen del calor latente, al igual que la tensión superficial entre la interfaz líquido-vapor y de la diferencia de densidades que genera una fuerza de flotabilidad  $g(\rho_l - \rho_v)$ . Debido a los efectos del calor latente y las fuerzas de flotabilidad, las tasas de transferencia de calor conseguidas con estos modos de transferencia son comúnmente mayores a los modos de convección en los cuales solo existe una fase.

### ***Transferencia de calor por ebullición***

La ebullición se da cuando existe cambio de fase de líquido a vapor en un interfaz sólido-líquido. El proceso se da cuando un líquido que está en contacto con una superficie a una temperatura  $T_s$ , superior a la temperatura de saturación del líquido  $T_{sat}$  a su presión. Como se puede observar en la Figura 8

**Figura 8.***Proceso de ebullición**Nota.* Tomado de (Yunus A. Cengel)

La ebullición se caracteriza por la formación y el crecimiento de burbujas en la interfaz líquido-sólido, que se separan de la superficie y tienden a alcanzar la superficie libre del líquido (Yunus A. Cengel). El calor es transferido desde la superficie al líquido, y el flujo de calor de ebullición se expresa con la ley de enfriamiento de Newton como

$$q_s'' = h(T_s - T_{sat}) = h\Delta T_e \quad (12)$$

Donde  $\Delta T_e = T_s - T_{sat}$ , se denomina temperatura en exceso. La dinámica y el crecimiento de las burbujas de vapor dependen de las propiedades termofísicas del fluido, la temperatura en exceso, el acabado superficial de la superficie y la tensión superficial. Esta dinámica de las burbujas causa movimiento del fluido cerca de la superficie, teniendo así influencia sobre el coeficiente de convección.

**Modos de ebullición.** La ebullición es clasificada dependiendo del tipo de movimiento macroscópico del fluido. En ebullición de piscina el fluido es estacionario el movimiento que se da es debido a convección natural o al movimiento de las burbujas que crecen y se separan de la superficie sólida. Por otro lado, en la convección forzada de ebullición, el movimiento

del fluido a más de estar generado por convección natural y el movimiento de las burbujas, se produce por medios externos.

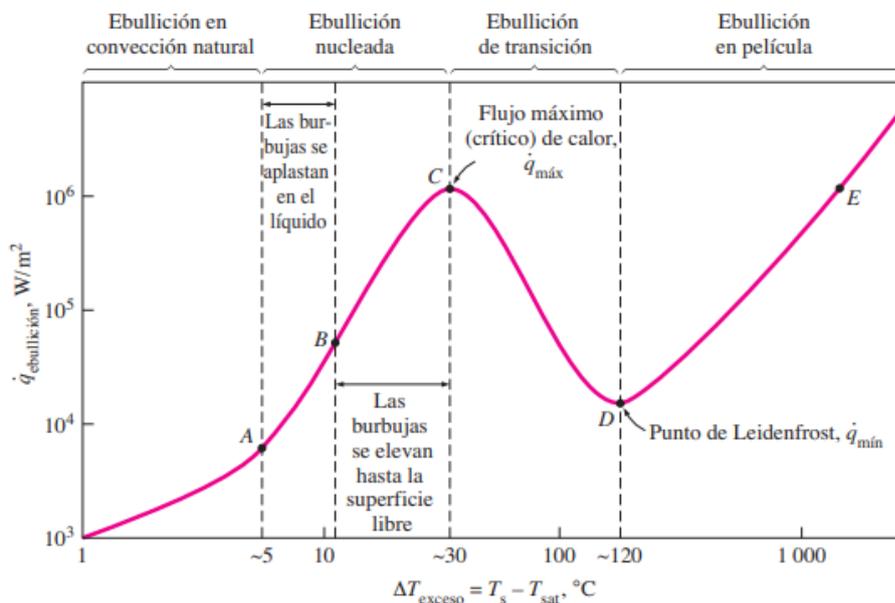
**Ebullición de piscina.** En la ebullición de fluidos estacionarios, la temperatura de la mayoría del fluido se encuentra ligeramente por arriba la temperatura de saturación. Las burbujas generadas en la interfaz solido-liquido suben hasta atravesar la interfaz liquido-gas. Para entender el mecanismo físico de ebullición se debe analizar la curva de ebullición.

Nukiyama fue de los primeros en identificar los modos de la ebullición de piscina, utilizando cables de platino y nicromo para calentar agua. Se observó que la ebullición tiene distintas formas dependiendo de la temperatura en exceso  $\Delta T_e$ . Se observó 4 diferentes modos de ebullición de piscina.

Para entender el mecanismo físico de los estos modos se debe analizar la curva de ebullición en la Figura 9. En la cual se grafica el flujo de calor versus la temperatura en exceso. En la curva de ebullición se pueden observar los modos de ebullición de piscina: convección libre de piscina, ebullición nucleada, ebullición de transición, película de ebullición. Aunque la curva está dada para agua a 1 atmosfera, la forma general de la curva no varía para otros fluidos.

Figura 9.

Curva de ebullición para agua a 1atm



Nota. Recuperado de (Yunus A. Cengel)

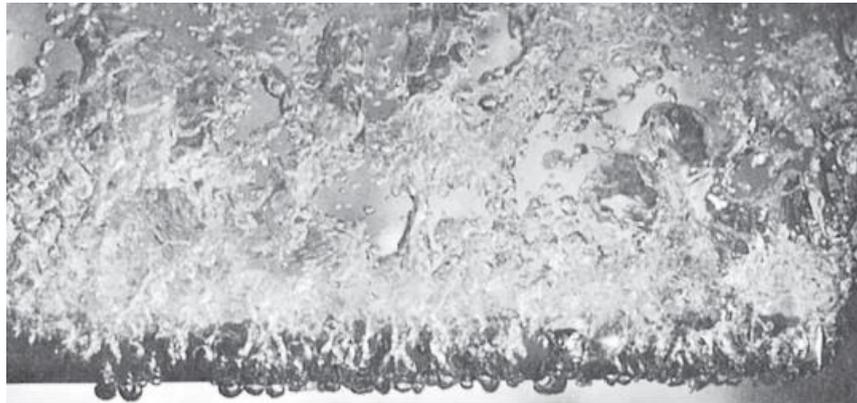
**Ebullición por convección libre.** Se da cuando  $\Delta T_e$  es menor o igual a aproximados  $5^\circ\text{C}$ , punto A en la Figura 9. La formación de burbujas sobre la superficie se da cuando el líquido es calentado unos grados por encima de su temperatura de saturación, debido a esto en esta zona la transferencia de calor está determinada por efectos de convección libre.

**Ebullición nucleada.** Este modo de ebullición se da entre los puntos A y C, donde  $5^\circ\text{C} \leq \Delta T_e \leq 30^\circ\text{C}$ . La primera formación de burbujas comienza en el punto A de la curva de ebullición, mientras seguimos hacia el punto C, empieza el aumento de estas burbujas. Este modo se divide en dos regiones. En la región de A-B se da la formación de burbujas aisladas en sitios de nucleación sobre la superficie, las burbujas formadas se disipan en el líquido poco tiempo después de separarse de la superficie, lo que genera la agitación del fluido aumentando así el coeficiente de convección. Cuando la temperatura en exceso se incrementa desde el punto B, empieza la formación de burbujas a una tasa mayor, causando que estas

burbujas interfieran entre sí y colapsen, formando columnas de vapor que ascienden hasta la superficie, véase Figura 10.

**Figura 10.**

*Ebullición nucleada, vapor en forma de columna*



*Nota.* Tomado de (Yunus A. Cengel)

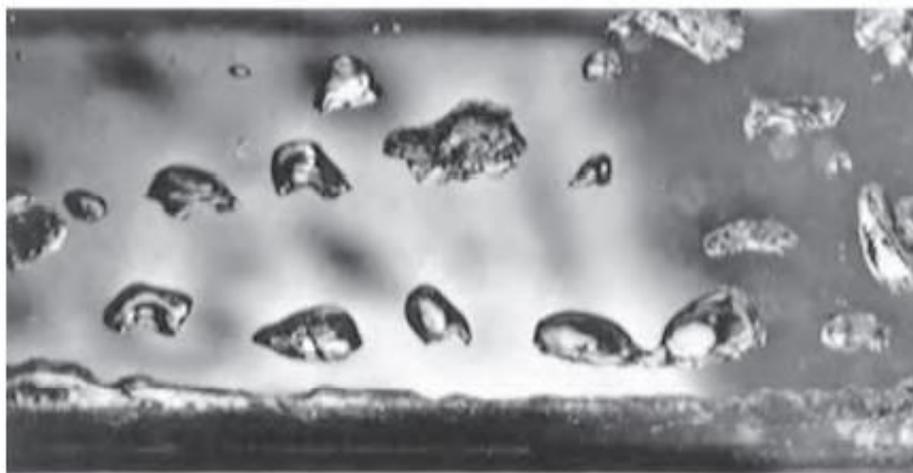
***Ebullición de transición.*** Esta región comprende desde el punto C al D, donde  $30^{\circ}\text{C} \leq \Delta T_e \leq 120^{\circ}\text{C}$ . Debido al rápido incremento de formación de vapor la superficie se encuentra cubierta una gran parte por vapor, debido a que este vapor posee un coeficiente de convección menor al del líquido la transferencia de calor disminuye. En esta región ocurren simultáneamente la ebullición por nucleación y la ebullición de película.

***Ebullición de película.*** Este modo de ebullición está comprendido a temperaturas en exceso más allá del punto D, en esta zona la superficie está cubierta de una película de vapor, esto hace que las tasas de transferencia de calor sean bajas. A medida que se aumenta la temperatura de la superficie, por lo tanto, aumentando la temperatura en exceso, los efectos de la radiación toman mayor importancia haciendo que la tasa de

transferencia de calor aumente. La Figura 11 muestra la formación de vapor y la dinámica de las burbujas en régimen de ebullición de película.

**Figura 11.**

*Ebullición de película*



*Nota.* Recuperado de (Frank P. Incropera)

(Lock, 1996) determinó una correlación, para poder determinar el coeficiente de convección para ebullición de piscina, la cual es como se observa en la ecuación (13):

$$h = \frac{2\rho_v h_{fg}^2}{T_p (2\pi R_v T_p)^{0.5}} \quad (13)$$

### ***Transferencia de calor por condensación***

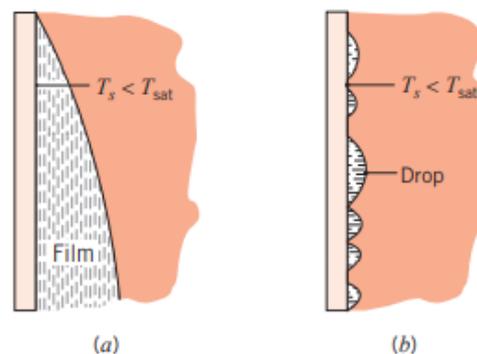
La condensación ocurre cuando la temperatura de un vapor es disminuida por debajo de su temperatura de saturación. En la industria esto se da comúnmente cuando el vapor entra en contacto con una superficie que se encuentra a una temperatura menor  $T_s$  a la temperatura de saturación del vapor  $T_{sat}$ .

Cuando la condensación se da por el contacto con una superficie, se pueden distinguir dos tipos de condensación: condensación de película y condensación por gotas. La existencia de un tipo u otro está condicionado por la condición de la superficie. La condensación de

película, que es la más común entre las dos, se da generalmente en superficies limpias y sin contaminación. Por otro lado, la condensación por gotas ocurre generalmente cuando la superficie tiene discontinuidades, como grietas, porosidad, etc. En la condensación de película, el vapor se condensa sobre la superficie formando una película que cubre totalmente la superficie, la película fluye bajo la acción de la gravedad, incrementando su espesor en la dirección del flujo, a medida que más vapor se condensa. En la condensación por gotas, el vapor se condensa cubriendo gran parte de la superficie por gotas de distintos tamaños, que van a fluir debido a la acción de la gravedad. La Figura 12 muestra la condensación de película y por gotas de vapor sobre una superficie vertical.

**Figura 12.**

*Modos de condensación.*



Nota. a) Condensación de película b) condensación por gotas. Recuperado de (Frank P. Incropera)

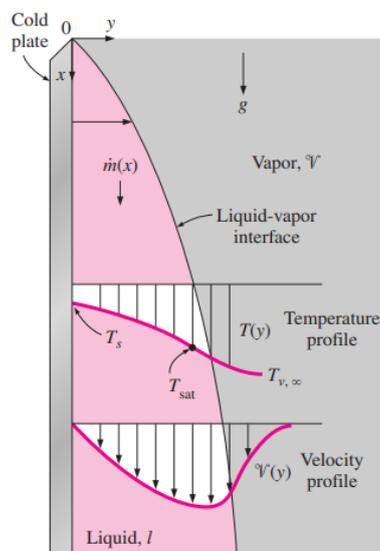
En la condensación de película, la capa de líquido que se forma sobre la superficie actúa como resistencia a la transferencia de calor. En la condensación por gotas ocurre de manera similar, pero ya que las gotas no cubren en su totalidad la superficie, la resistencia a la transferencia de calor es menor en comparación con la de condensación de película. Como consecuencia a esto las tasas de transferencia de calor en la condensación por gotas son mucho mayores a las de película, por lo cual esta condición es deseada. Aunque, la

condensación por gotas es la condición deseada, es muy difícil de obtener y a lo largo del tiempo termina convirtiéndose en una condensación de película. Por lo tanto, para el diseño de equipos de transferencia de calor, se puede asumir conservadoramente, que el modo de condensación es de película.

**Condensación de película sobre una pared vertical.** Como se puede ver en la figura 13, el vapor se empieza a condensar en la parte alta de la pared plana y empieza a fluir en el sentido  $x$  positivo debido a la influencia de la gravedad. El espesor de la película incrementa en la dirección  $x$  positiva, debido a la continua condensación del vapor en la interfaz liquido-vapor.

**Figura 13.**

*Condensación de película en una pared vertical*



*Nota.* Tomado de (Yunus A. Cengel)

El calor latente de vaporización  $h_{fg}$  es transferido durante la condensación a través de la película, hasta llegar a la pared que se encuentra a  $T_s$ . Los perfiles de velocidad y temperaturas típicos en condensación de película sobre una pared vertical se muestran en la Figura 13. Se observa que la velocidad llega a un máximo en la interfaz liquido-vapor, y tiene

un valor de cero en la pared, debido a la condición de no deslizamiento. Por otro lado, la temperatura va desde una temperatura mínima  $T_s$  en la pared, hasta  $T_{sat}$  en la interfaz liquido-vapor.

El calor latente de vaporización  $h_{fg}$  representa al calor transferido por unidad de masa del condensado durante la condensación. En un proceso real de condensación, el condensado es enfriado más allá de la temperatura de saturación, teniendo un valor entre  $T_s$  y  $T_{sat}$ , por lo ello, el calor transferido será mayor.

Rohsenow demostró que cuando se enfría al líquido por debajo de su temperatura de saturación, este puede ser medido cambiando  $h_{fg}$  por el calor latente de vaporización modificado  $h'_{fg}$ , expresado como:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 C_{pl}(T_{sat} - T_s) \quad (14)$$

Donde  $C_{pl}$  es el calor específico del líquido a la temperatura promedio de la película. Teniendo esto en cuenta, el coeficiente de transferencia de calor para condensación de película en una pared vertical es de la forma:

$$h = 0.943 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h'_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) L_p} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (15)$$

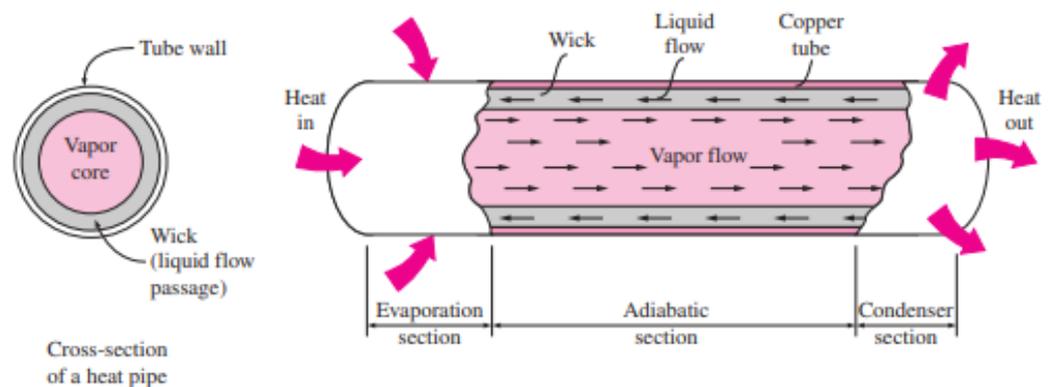
Todas las propiedades del fluido deberían ser evaluadas a la temperatura de película  $T_f = (T_{sat} + T_s)/2$ . Por otra parte, el calor latente de vaporización y la densidad del vapor deberían ser evaluadas a la  $T_{sat}$ .

## Tubos de calor

Un tubo de calor es un dispositivo que nos permite transferir altas tasas de flujo de calor manteniendo esencialmente la temperatura constante. Un tubo de calor es un recipiente cerrado con o sin material de mecha alineado en la superficie interna que en su interior es llenado con un fluido de trabajo. Está compuesto por dos secciones: el evaporador, donde el calor es absorbido y el fluido de trabajo se evapora cuando llega su temperatura de saturación; un condensador, donde el calor es rechazado y el fluido de trabajo se condensa, cediendo su entalpía. Un esquema se muestra en Figura 14

**Figura 14.**

*Esquema y operación de un tubo de calor*



*Nota.* Tomado de (Yunus A. Cengel)

### ***Ventajas de los tubos de calor***

Existen varias características que hacen a los tubos de calor más ventajosos que otros dispositivos de transferencia de calor utilizados en la industria. Algunas de estas ventajas son:

- Transferencia de calor eficiente
- Operación a temperatura constante
- Son livianos
- Flexibilidad en el diseño

### ***Clasificación de los tubos de calor***

Según la ESDU 80013 (2003) los tubos de calor se pueden clasificar por:

- La naturaleza del fluido circulante, como termosifón cerrado de doble fase, tubos de calor rotativos, movilizados por capilaridad, placa plana.
- Control del calor transferido: como interruptores térmicos y diodo térmico
- Tubos de calor movilizados por osmosis
- Tubos de calor electroestáticos como tubos de calor electrodinámicos
- Otros como micro, reciprocantes, inversos, bombeados por capilaridad tubos de calor, etc.

### **Termosifón**

Un termosifón es un tubo de calor de circulación natural del fluido, que no tiene material de mecha en su interior. Utilizados para transportar calor de una fuente hacia un sumidero. Consiste de un recipiente sellado, generalmente de acero o cobre. Está constituido de tres partes: un condensador, evaporador y zona adiabática. En un termosifón la ubicación del condensador debe estar sobre el evaporador, para que el fluido condensado pueda descender por la acción de la gravedad.

### ***Construcción de un termosifón***

El termosifón es un recipiente cerrado en la parte baja y superior, el aire presente en el termosifón es retirado mediante una bomba de vacío, para evitar la presencia de gases no condensables. El termosifón esta normalmente dividido en estas secciones:

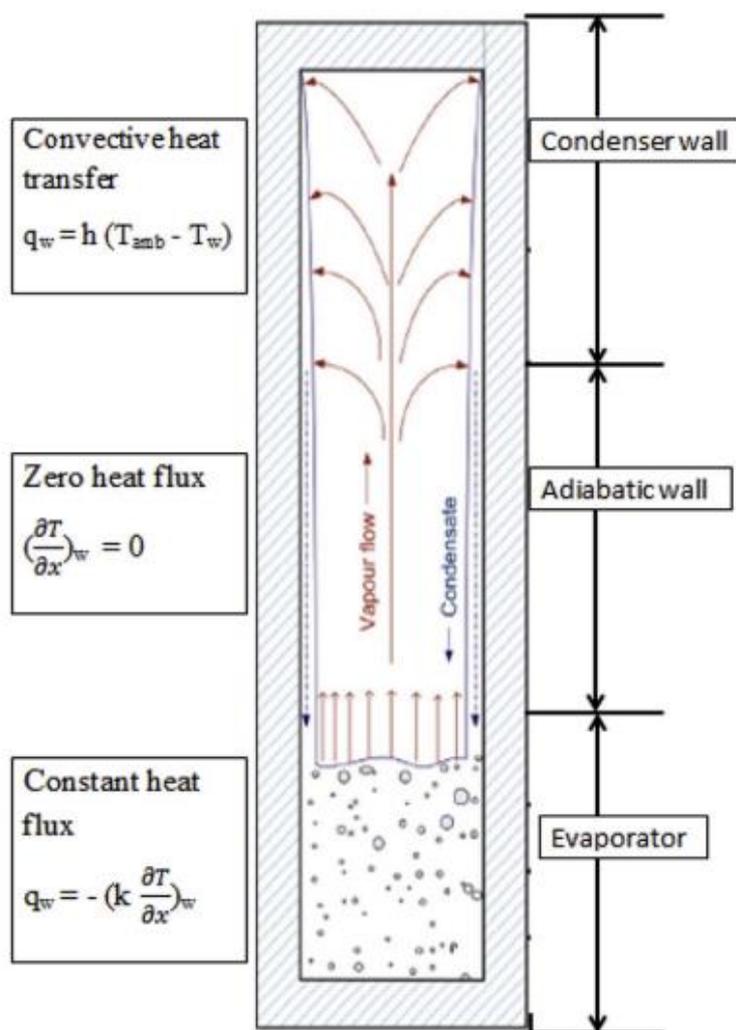
- Evaporador: lugar donde ocurre la ebullición debido a la aplicación de calor
- Zona adiabática (opcional): ubicado entre el evaporador y condensador, donde no se aplica calor o enfriamiento
- Condensador: Lugar donde ocurre la condensación del vapor, usualmente mediante un intercambiador de agua.
- Aislante: utilizado para recubrir el evaporador y la zona adiabática, para evitar pérdidas de calor.

### ***Operación de un termosifón***

Mientras el calor es suministrado a la pared del evaporador, el líquido en su interior cambia de fase absorbiendo calor de evaporización, este vapor se dirige a la zona de condensación debido a fuerzas de flotabilidad que se dan por una diferencia de densidades. En la zona de condensación el vapor pierde calor latente condensándose en una película que se ubica en el interior del termosifón y por efectos de gravedad se dirige a la zona de evaporación, teniendo así un ciclo como se muestra en la Figura 15.

Figura 15.

Esquema de un termosifón cerrado de doble fase



Nota. Tomado de (Y. Naresh, C. Balaji, 2018.).

El termosifón es un sistema que involucra varios mecanismos de transferencia de calor como lo son: conducción en las paredes, ebullición de alberca, condensación de película, flujo de vapor y convección. El flujo de vapor y el del líquido van en direcciones opuestas generando esfuerzos cortantes que hacen la modelación más complicada.

### ***Ventajas del uso de un termosifón***

Además de las ventajas que muestran los tubos de calor, el termosifón presenta otras ventajas sobre los tubos de calor con mecha. Según (Abdullahi, B., et al. 2019) estos son:

- Mas compactos
- Alta relación costo-efectividad
- Mas ligero debido a la ausencia de material de mecha
- Simplicidad en construcción
- Pequeña diferencia entre las temperaturas de fuente y sumidero

### ***Rendimiento de un termosifón***

El rendimiento térmico global de un termosifón puede ser caracterizado por su resistencia térmica global, que está dada por:

$$R = \frac{T_{pe} - T_{pc}}{Q_{in}} \quad (16)$$

Donde,  $T_{pe}$  es la temperatura promedio del evaporador y  $T_{pc}$  la temperatura promedio del condensador mientras  $Q_{in}$  es el calor suministrado al evaporador. Este calor suministrado al evaporador por un elemento eléctrico se expresa de la siguiente forma:

$$q_{in} = VI \quad (17)$$

En la que V es el voltaje, e I es la corriente suministrada por la fuente.

La tasa de transferencia de calor para la sección de condensador puede ser determinada mediante a partir de la ecuación (5). Teniendo así:

$$q_{out} = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (18)$$

Donde las variables  $\dot{m}$ ,  $C_p$ ,  $\Delta T$  corresponden al agua de enfriamiento del condensador.

Sin embargo, el rendimiento térmico también puede ser determinado como la razón del calor transferido al agua de enfriamiento para el calor suministrado al evaporador de la forma:

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (19)$$

A su vez, el número de Nusselt para un termosifón puede definirse de la forma:

$$Nu = \frac{Q_{net,conv}}{Q_{net,cond}} \quad (20)$$

Donde  $Q_{net,conv}$  es la cantidad neta de transferencia de calor por convección y  $Q_{net,cond}$  es la cantidad neta de transferencia de calor por conducción. La cantidad de calor convectivo se obtiene de la ecuación (18), mientras que cantidad neta de transferencia de calor por conducción es de la forma:

$$Q_{net,cond} = \pi r^2 k_l \frac{\Delta T}{L_t} \quad (21)$$

Donde  $r$  y  $L_t$  son el radio y largo del termosifón,  $k_l$  es la conductividad térmica del fluido de trabajo y  $\Delta T$  es la diferencia de temperaturas del condensador y el evaporador.

Por lo tanto, el número de Nusselt para un termosifón se calcula de la forma:

$$Nu = \frac{\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in})}{\pi r^2 k_l \frac{\Delta T}{L_t}} \quad (22)$$

### ***Parámetros que afectan la operación del termosifón***

A parte del material del termosifón existen otros importantes factores que afectan su rendimiento como son el fluido de trabajo, geometría, factor de llenado y la inclinación del termosifón.

Tipo de fluido de trabajo: El líquido más usado en un termosifón es el agua, debido a su practicidad, bajo costo. El fluido de trabajo a ser usado cumple las siguientes características:

- Buena estabilidad térmica
- Compatibilidad con el material del termosifón
- Alto calor latente: es deseable para transferir grandes cantidades de calor con bajas pérdidas de presión dentro del termosifón
- Alta conductividad térmica: Para minimizar la resistencia al calor en el sentido radial.
- Viscosidad baja: tanto en líquido como vapor, para minimizar la resistencia del flujo de fluido

Algunos líquidos usados como fluido de trabajo son agua, aceite, etanol, amoníaco, acetona. Nuevos estudios han mostrado el potencial uso de nanofluidos en agua.

**Cantidad de fluido de trabajo.** El radio de llenado se define como el volumen de fluido utilizado para el volumen de la zona del evaporador, ecuación (23). Este radio de llenado tiene un papel fundamental en el rendimiento del termosifón.

$$FR = \frac{V_{liq}}{V_e} = \frac{4V_{liq}}{\pi D^2 l_e} \quad (23)$$

El radio de llenado debe ser escogido adecuadamente, una cantidad insuficiente de líquido puede ocasionar secado, y una excesiva cantidad de fluido puede perjudicar el

rendimiento. Se ha encontrado que para termosifones verticales el radio óptimo de llenado es alrededor del 40 y 60%

**Calor suministrado.** El calor suministrado al evaporador influye en el rendimiento del termosifón dependiendo de otros factores como factor de llenado, tamaño y geometría. Experimentos han probado que el desempeño del termosifón aumenta cuando se aumenta el calor suministrado dentro de los factores de operación. A valores bajos de calor suministrado la cantidad de vapor generada será pequeña, provocando que existan varias áreas secas en el condensador. Cuando se aumenta el calor suministrado, existirá mayor cantidad de vapor llegando al condensador existiendo así una mayor tasa de condensación. Pero cuando se pasa un límite de calor suministrado la película de condensado que se adhiere a la pared aumenta de espesor generando una mayor resistencia térmica.

**Angulo de inclinación.** Debido a que la zona de condensado debe estar sobre la zona del evaporador, esto nos da la posibilidad de tener varios ángulos de inclinación del termosifón. Se han realizado varios estudios que han resultado contradictorios. Pero (Abdullahi et al., 2018) haciendo estudios experimentales y numéricos demostraron que al aumentar el ángulo de inclinación el desempeño llega a su máximo a los 90°.

**Flujo másico del agua de enfriamiento.** Mientras aumentamos el flujo másico del agua de enfriamiento el calor removido del vapor incrementa, el condensado regresa al evaporador para continuar con otro ciclo. Provocando así un mejoramiento en el rendimiento térmico.

### ***Aplicaciones del termosifón***

El termosifón al tener una vida útil larga, ser confiable y tener una buena relación costo-efectividad lo hace versátil para ser usado en algunas aplicaciones como:

Equipos de enfriamiento: Debido a la capacidad del termosifón de transferir grandes cantidades de calor en espacios pequeños, son usados para enfriamiento de transformadores, electrónica, motores de combustión interna y para el enfriamiento de los alabes de turbinas.

Circulación de líquido: Para evitar el uso de bombas que hacen que el proceso de circulación de líquidos y gases volátiles sean costoso, se utiliza el termosifón para la circulación de estos fluidos en el calentamiento o enfriamiento de sistemas como hornos, calentadores de agua y calderas.

Enfriamiento de aviones: Debido a su tamaño compacto y su facilidad de transferir altas tasas de calor, los termosifones se utilizan en la industria aeronáutica y espacial.

### **Nanopartículas**

Las nanopartículas son de principal estudio dentro de la nanotecnología. La nanotecnología es una ciencia aplicada relativamente nueva, consiste en el análisis y estudio de los fenómenos y materiales que ocurren a escala nano, estos últimos se los denominan nanomateriales.

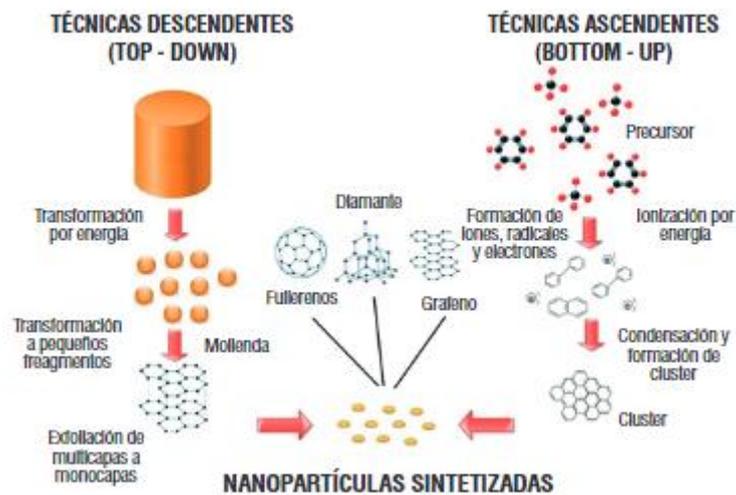
Dentro de la nanotecnología, la mayor parte de los estudios se han llevado a cabo en las nanopartículas. Las nanopartículas son estructuras de dimensiones por debajo de 100 nanómetros, son sintetizadas a partir de varios materiales. El campo de aplicación de las nanopartículas va desde industria textil, productos de cuidado personal, industria de la construcción, medicina e industria automotriz.

Las nanopartículas se pueden obtener mediante dos métodos: método (top-down), método físico que consiste en subdivisión mecánica, dividiendo el material macroscópico hasta llegar al tamaño nanométrico. Se usan métodos como el desgaste o molienda. El método bottom-up, método químico que consiste en el crecimiento de las partículas a partir de los átomos. Estas nanopartículas se elaboran auto ensamblándose a través de la condensación

de átomos. Figura 16. Mediante el método químico se puede controlar de mejor manera el tamaño de las nanopartículas.

**Figura 16.**

*Métodos de síntesis de nanopartículas*



Nota. Tomado de (Habiba, Makarov et al., 2014)

### ***Tipos de nanopartículas***

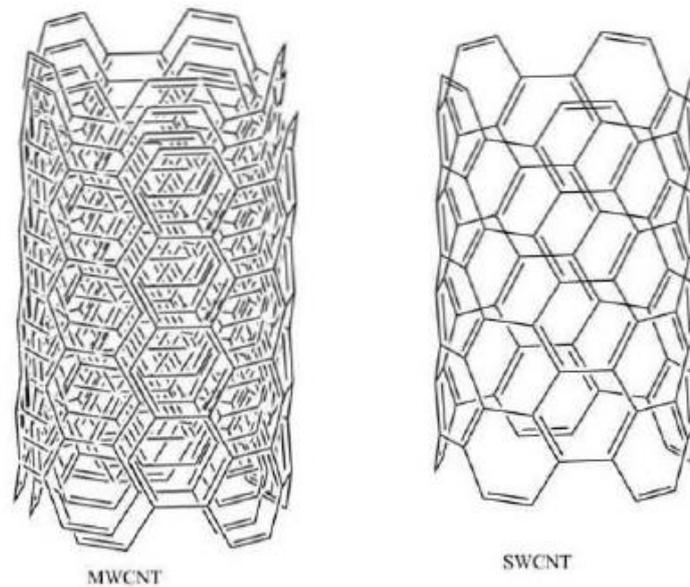
Las nanopartículas pueden ser clasificadas dependiendo de varios criterios como lo son su morfología, tamaño, propiedades químicas y físicas. Algunos tipos de nanopartículas son:

**Nanopartículas a base de carbono.** Las nanopartículas basadas en carbono con forma cilíndrica se conocen como nanotubos de carbono NTC, por otro lado, los elipsoidales o esféricos reciben el nombre de fullerenos. Los NTC son hojas de grafeno envueltas formando un tubo.

Los NTCs se clasifican según las capas de grafito que los forman en nanotubos de carbono de pared simple y nanotubos de carbono de pared múltiple.

**Figura 17.**

*Esquema de nanotubos de pared simple (SWNT) y de pared múltiple (MWNT)*



*Nota.* Tomado de Gómez-Garzón, M. (2018).

**Propiedades de los nanotubos de carbono.** Los NTC tienen propiedades mecánicas y térmicas que los hacen muy interesantes para su aplicación en la industria:

- Son ligeros, alrededor de un sexto al peso del acero
- Más resistentes que el acero
- Alta conductividad térmica y eléctrica
- Son químicamente estables.

Estas propiedades hacen que los nanotubos de carbono sean utilizados en transistores, industria química, industria electrónica, baterías y descarga electrostática.

**Nanopartículas cerámicas.** Las nanopartículas cerámicas son sólidos inorgánicos compuestos de carbonatos, fosfatos, óxidos. Se caracterizan por tener inercia química y alta resistencia al calor. Debido a estas características estas nanopartículas son usadas en la industria farmacéutica, foto degradación de tintes, biomédica y fotocatalisis. De todas esas

áreas de aplicación ha sido más estudiada para la aplicación biomédica, debido a que son excelentes transportadores de genes, proteínas, fármacos.

Controlando algunas de las características de las nanopartículas cerámicas como su área superficial, porosidad y tamaño pueden ser un buen agente en el transporte de fármacos. Algunos ejemplos de nanopartículas cerámicas son óxidos de cerámica, nitritos de cerámica y carburos de cerámica.

**Oxido de aluminio.** El óxido de aluminio  $Al_2O_3$  es una nanopartícula cerámica de forma esférica, que viene en forma de un polvo blanco. Estas nanopartículas son altamente inflamantes e irritantes tanto en su forma líquida como sólida. Las nanopartículas de alúmina son obtenidas por métodos como: pulverización, ablación por láser y pirolisis. Las nanopartículas de alúmina son ampliamente usadas debido a sus características como bajo costo, buena conductividad térmica, suspensión continua y uniforme y buenas propiedades físicas. (Raveshi et al., 2013). Algunas de las propiedades de la alúmina son:

Densidad:  $3,9 \text{ g/cm}^3$

Masa molar:  $101,96 \text{ g/mol}$

Punto de ebullición:  $2977 \text{ }^\circ\text{C}$

**Nanopartículas metálicas.** Estas nanopartículas son sintetizadas a través de métodos químicos, fotoquímicos o electroquímicos. Se obtienen reduciéndolos a través de soluciones con agentes químicos reductores. Estas nanopartículas incluyen nanopartículas de oro y plata, óxidos metálicos y puntos cuánticos. Las nanopartículas metálicas se presentan en aplicaciones como: electrodos, catalizadores, administración de fármacos, electrónica, sensores y celdas solares.

**Nanopartículas semiconductoras.** Debido a que los semiconductores tienen propiedades que se encuentran entre los metales y no metales pueden tener varias aplicaciones en el campo de los equipos electrónicos, foto óptica y fotocatalisis.

**Nanopartículas poliméricas.** Las nanopartículas poliméricas son de base orgánica, en general tienen forma de nanoesferas o nanocápsulas (Mansha et al., 2017). Estas nanopartículas pueden ser cargadas con compuestos activos dentro o absorbidos por el núcleo. Los métodos de producción de nanopartículas poliméricas son: evaporación, emulsificación, nanoprecipitación y emulsificación. Las nanopartículas poliméricas han mostrado un gran potencial para la administración de fármacos.

### **Nanofluidos**

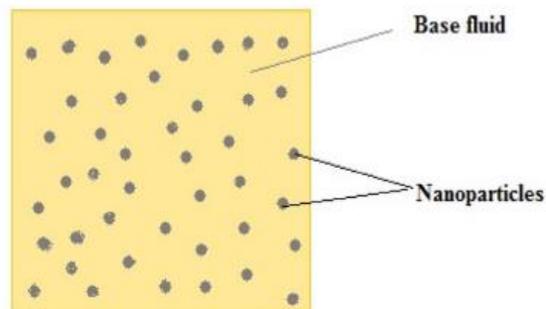
La transferencia de calor juega un rol importante en varios procesos industriales, la baja conductividad térmica que presentan los fluidos convencionales presenta una barrera para la transferencia de calor en la industria. Durante años se han hecho investigaciones para eliminar dicha barrera con la adición de partículas de tamaño micro en líquidos (Das, S. K. et al. 2007). El problema de la adición de estas partículas era el asentamiento rápido en los fluidos al igual que la abrasión. Por lo tanto, el control del tamaño de las partículas juega un rol importante para el desarrollo de soluciones estables y altamente conductivas, por dicha razón, aparece el estudio de los nanofluidos, ya que comparadas con las micropartículas las nanopartículas permanecen suspendidas mucho más tiempo y poseen un área superficial mayor.

Los nanofluidos son una mezcla de nanopartículas ultrafinas con un fluido convencional denominado fluido base, como se muestra en Figura 18. Debido a que las nanopartículas son buenos conductores, los nanofluidos son más eficientes térmicamente que los fluidos convencionales. Estas suspensiones estables hacen que los sistemas térmicos sean

más pequeños y ligeros. Los nanofluidos demuestran mayor estabilidad a lo largo del tiempo, conductividad térmica más alta y pequeñas caídas de presión comparados con las micropartículas (Munish et al., 2017)

**Figura 18.**

*Nanopartículas dispersadas en un fluido base*



*Nota.* Tomado de Munish et al. (2017)

Existen varios materiales para el fluido base y las nanopartículas. Varios tipos de fluido se pueden usar como: etilenglicol, agua y aceite. Para producir nanofluidos existen dos métodos: de uno y dos pasos. La técnica de un solo paso consiste en hacer y dispersar las nanopartículas directo en el fluido base, mientras que la de dos pasos primero realiza las nanopartículas y luego las dispersa en el fluido base.

Los dos procesos de producción presentan problemas de aglomeración, por ello es importante la síntesis de las nanopartículas en los líquidos para evitar la suspensión o aglomerado de nanopartículas y así obtener nanofluidos estables y altamente conductivos.

### ***Propiedades termofísicas de los nanofluidos***

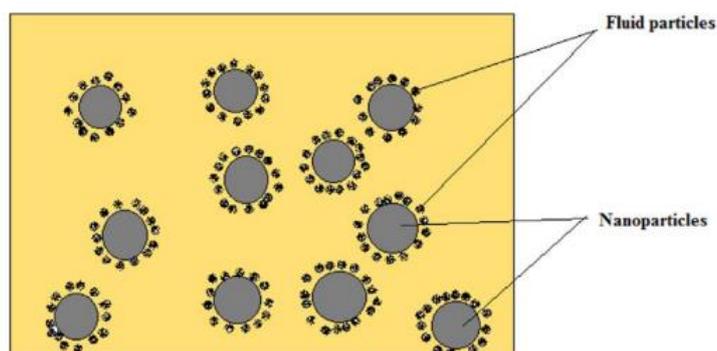
La adición de nanopartículas al fluido base provoca cambios en las propiedades termofísicas como lo son la viscosidad, conductividad térmica y calor específico, propiedades que afectan el coeficiente de convección. La forma, tamaño, concentración y nivel de pureza

de las nanopartículas, son factores que afectan las propiedades termofísicas de los nanofluidos (Munish et al. ,2017).

**Conductividad térmica de nanofluidos.** Investigaciones y experimentos que investigaban el cambio de la conductividad térmica en nanofluidos dan como resultado que la adición de nanopartículas a un fluido base aumenta su conductividad térmica. Debido al efecto de la formación de una nanocapa que se forma alrededor de las partículas (Figura 19). Estas capas actúan como un puente térmico entre el fluido y las nanopartículas aumentando así la conductividad térmica.

**Figura 19.**

*Estructura de nanofluido con nanocapas en la interface solido-liquido*



Nota. Tomado de (Munish et al. ,2017)

La conductividad térmica de los nanofluidos depende de factores como el material, forma y tamaño de la partícula, el fluido base y la temperatura.

La correlación desarrollada por Maxwell, ecuación (24) nos permite calcular la conductividad térmica efectiva ( $k_{nf}$ ) de nanofluidos que contienen partículas esféricas. Esta correlación depende de la conductividad térmica de las partículas, el fluido base y la concentración de las partículas sólidas.

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + \frac{3(\beta - 1)\phi}{(\beta + 2) - (\beta - 1)\phi} \quad (24)$$

Donde  $k_{np}$  es la conductividad térmica de la fase sólida,  $k_{fb}$  la conductividad térmica del fluido base.  $\phi$  Expresa la fracción de volumen y  $\beta$  es la relación de las conductividades térmicas de las partículas con respecto al fluido  $\beta = \frac{k_{np}}{k_{fb}}$ .

**Viscosidad de nanofluidos.** Factores como la potencia de bombeo y la caída de presión dependen de la viscosidad del fluido, por ello la viscosidad juega un papel importante en la transferencia de calor de equipos térmicos. La viscosidad del nanofluido depende de varios factores como el tamaño de las partículas, tasa de corte, temperatura y la morfología. Varios equipos como reómetro de pistón, reómetro rotacional y el viscosímetro capilar son utilizados para determinar los valores de viscosidad del nanofluido.

Einstein (Einstein, 1906) fue de los primeros en determinar una expresión para determinar la viscosidad del nanofluido. Esta expresión era apropiada para fracciones de volumen bajas, la cual era de la forma:

$$\mu_{nf} = \mu_{fb}(1 + 2,5 \phi) \quad (25)$$

Después del modelo de Einstein, se han ido desarrollando varios modelos que nos permiten calcular la viscosidad de los nanofluidos. Uno de esos modelos es el de Batchelor (Batchelor, 1977), que determino una expresión considerando los efectos de movimiento Browniano de partículas, para una suspensión isotrópica de partículas esféricas y rígidas. La expresión es:

$$\mu_{nf} = \mu_{fb}(1 + 2,5\phi + 6,5 \phi^2) \quad (26)$$

**Calor específico y densidad de nanofluidos.** El calor específico es la cantidad de calor requerido para aumentar un grado centígrado un gramo de nanofluido. (Pak y Cho, 1998)

Desarrollaron un modelo basado en la concentración en volumen de nanopartículas, tomando la idea de esa mezcla se tuvo que:

$$Cp_{nf} = \phi (Cp)_{np} + (1 - \phi)(Cp)_{fb} \quad (27)$$

La densidad es una propiedad termofísica importante ya que afecta el factor de fricción, número de Reynolds, el número de Nusselt y las pérdidas de presión Dehaj y Mohiabadi (Dehaj y Mohiabadi, 2019) Determino la siguiente expresión para la densidad del nanofluido:

$$\rho_{nf} = \rho_{np}\phi + \rho_{fb}(1 - \phi) \quad (28)$$

### Capítulo 3: Construcción y preparación del equipo.

#### Elección de materiales

Para elegir el material que mejor se adecúe a la operación del equipo experimental para el análisis del rendimiento térmico del termosifón, se realizó una matriz de decisión. La matriz de decisión nos permitió evaluar las mejores opciones.

#### *Termosifón*

Para la selección del material de construcción del termosifón, se identificaron tres alternativas, las cuales son cobre, bronce y aluminio. También, se identificaron las consideraciones importantes que debe tener este material, como precio, disponibilidad en el mercado y conductividad térmica. Cuyas ponderaciones son 3, 4 y 5 respectivamente.

**Tabla 1.**

*Matriz de decisión para el material del termosifón*

	Precio (3)	3	Disponibilidad en el mercado (4)	4	Conductividad térmica (5)	5	Total
<b>Cobre</b>	1	3	5	20	5	25	48
<b>Bronce</b>	3	9	1	4	1	5	18
<b>Aluminio</b>	5	15	3	12	3	15	42

Como se puede observar en la Tabla 1, el cobre resulta ser la mejor opción para la fabricación del termosifón. Debido a que presenta una mayor conductividad térmica que el bronce y aluminio. Al igual que, se encuentra con mayor facilidad dentro del mercado ecuatoriano.

### ***Carcasa del intercambiador de calor***

Para la selección del material de construcción del termosifón, se identificaron tres alternativas, las cuales son Acero, acrílico y tubo de PVC. También, se identificaron las consideraciones importantes que debe tener este material, como precio, disponibilidad en el mercado y soldabilidad. Cuyas ponderaciones son 3, 4 y 5 respectivamente.

**Tabla 2.**

*Matriz de decisión para el material de la carcasa del intercambiador de calor*

	Precio (3)	3	Disponibilidad en el mercado (4)	4	Soldabilidad (5)	5	Total
<b>Tubo PVC</b>	5	15	5	20	5	25	60
<b>Acero</b>	1	3	3	12	1	5	20
<b>Acrílico</b>	3	9	1	4	5	25	38

Como se observa en la Tabla 2, el tubo de PVC es la mejor opción para la fabricación de la carcasa del intercambiador de calor. Debido a que presenta mayor soldabilidad y se encuentra más fácilmente en el mercado ecuatoriano en comparación a tubería de acero y acrílico. Al igual que, es más económico en comparación a las otras opciones.

### ***Tapas del intercambiador de calor***

En la selección del material de las tapas del intercambiador de calor, se identificaron tres alternativas, las cuales son PVC, acrílico y acero. De la misma forma, se identificaron las consideraciones importantes que debe tener este material, como precio, maquinabilidad y soldabilidad. Cuyas ponderaciones son 3, 4 y 5 respectivamente.

**Tabla 3.***Matriz de selección de tapas del intercambiador de calor*

	Precio (3)	3	Maquinabilidad (4)	4	Soldabilidad (5)	5	Total
PVC	5	15	1	4	5	25	44
<b>Acrílico</b>	<b>3</b>	<b>9</b>	<b>5</b>	<b>20</b>	<b>5</b>	<b>25</b>	<b>54</b>
Acero	1	3	3	12	1	5	20

Como se puede observar en la Tabla 3, el acrílico es la mejor opción para la fabricación de las tapas del intercambiador de calor. Debido a que presenta mayor soldabilidad y maquinabilidad en comparación al PVC y acero. Al igual que, tiene un costo accesible.

**Selección del tipo de termocupla**

En la selección del tipo de termocupla utilizado para la toma de temperaturas, se identificaron tres alternativas, las cuales son termocupla tipo K, J y tipo T. De la misma forma, se identificaron las consideraciones importantes que deben tener las mismas, como precio, rango de medición y disponibilidad de sus módulos en el mercado. Cuyas ponderaciones son 3, 4 y 5 respectivamente.

**Tabla 4.***Matriz de selección de termocuplas*

	Precio (3)	3	Rango de medición de temperaturas (4)	4	Disponibilidad de módulos en el mercado (5)	5	Total
Termocupla Tipo J	5	15	3	12	3	15	42
<b>Termocupla Tipo K</b>	<b>4</b>	<b>12</b>	<b>5</b>	<b>20</b>	<b>5</b>	<b>25</b>	<b>57</b>
Termocupla Tipo T	1	3	2	8	1	5	16

En la tabla 4 se observa que, la termocupla tipo K es la mejor opción para la toma de temperaturas. Debido a que presenta mejor rango de temperaturas y su módulo MAX 6675 se encuentra fácilmente en el mercado ecuatoriano en comparación a las termocuplas tipo J y T. Al igual que, tiene un costo accesible.

Para la construcción del equipo se ocupó los materiales que se detallan a continuación:

**Tabla 5.**

*Descripción de los materiales usados en el equipo*

<b>Elemento</b>	<b>Parte del equipo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Dimensiones</b>	<b>Unidades</b>
<b>Tubo de cobre 1 ¼" tipo M</b>	Evaporador	1	e = 1.31 L = 300	mm
<b>Tubo de cobre 1 ¼" tipo M</b>	Condensador	1	e = 1.31 L = 200	mm
<b>Eje de bronce 1 ½"</b>	Condensador	3	L = 230	mm
<b>Tubo PVC ¾ SCH40</b>	Intercambiador de calor	8	e = 3.9 L = 60	mm
<b>Tubo PVC 3" de desagüe</b>	Intercambiador de calor	4	e = 2 L = 200	mm
<b>Tapón de bronce ¼"</b>	Evaporador	1	N/A	N/A
<b>Eje de bronce 1 ¼" para tapas</b>	Evaporador y condensador	5	L = 3	mm
<b>Válvulas de carga de refrigeración</b>	Condensador	4	N/A	N/A
<b>Tapas de acrílico</b>	Intercambiador de calor	8	e = 4 mm De = 3"	mm / in

Elemento	Parte del equipo	Cantidad	Dimensiones	Unidades
			Di = 1 ¼"	
<b>Termocupla tipo K</b>	Evaporador, condensador y ductos de entrada y salida de agua	1	L = 8000	mm
<b>Resistencias eléctricas tipo abrazadera</b>	Evaporador	3	P = 167 W V = 110 V I = 0.9 A	N/A
<b>Acople rápido tipo A</b>	Intercambiador de calor	2	D = ¾"	in
<b>Módulo MAX6675</b>	Adquisición de datos	10	N/A	N/A
<b>Arduino Mega 2560</b>	Adquisición de datos	1	N/A	N/A
<b>Cables con terminales macho - macho</b>	Adquisición de datos	60	L = 150	mm
<b>Protoboard</b>	Adquisición de datos	1	N/A	N/A
<b>Tablero para armado de adquisición de datos</b>	Adquisición de datos	1	L = 250 A = 300 e = 15	mm
<b>Acople rápido tipo C</b>	Conexión intercambiador - reservorio	2	D = ¾"	in

<b>Elemento</b>	<b>Parte del equipo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Dimensiones</b>	<b>Unidades</b>
<b>Manguera de agua ¾"</b>	Conexión	1	L = 6000	mm
	intercambiador - reservorio			
<b>Válvula de compuerta ¾"</b>	Conexión	1	N/A	N/A
	intercambiador - reservorio			
<b>Válvula de bola ¾"</b>	Conexión	2	N/A	N/A
	intercambiador - reservorio			
<b>Unión T de PVC ¾"</b>	Conexión	1	N/A	N/A
	intercambiador - reservorio			
<b>Adaptador macho – macho ¾"</b>	Conexión	3	N/A	N/A
	intercambiador - reservorio			
<b>Reducción Bushing de ½" a ¾"</b>	Conexión	1	N/A	N/A
	intercambiador - reservorio			
<b>Reservorio de agua con bombas pequeñas</b>	Conexión	1	N/A	N/A
	intercambiador - reservorio			
<b>Bomba de vacío</b>	Condensador	1	N/A	N/A

<b>Elemento</b>	<b>Parte del equipo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Dimensiones</b>	<b>Unidades</b>
<b>Manómetro de vacío</b>	Conexión bomba de vacío - condensador	1	N/A	N/A
<b>Reóstato</b>	Conexión eléctrica	1	N/A	N/A
<b>Cable calibre 14</b>	Conexión eléctrica	1	L = 3000	mm
<b>Computador</b>	Adquisición de datos	1	N/A	N/A
<b>Lana aislante PET</b>	Evaporador	1	L = 1000 A = 1000 e = 25	mm
<b>Ángulo 20 x 20 x 2</b>	Estructura para termosifón	1	L = 6000	mm
<b>Multímetro</b>	Adquisición de datos	1	N/A	N/A

Nota. La simbología N/A, se utiliza cuando no aplica para ese material

#### **Proceso de construcción de evaporador y zona adiabática:**

- 1) Para la construcción del evaporador se procedió a soldar una tapa de eje de cobre de 1 ¼" al tubo de cobre de diámetro 1 ¼" y longitud 0.3 m.

**Figura 20.**

*Tubo soldado con tapa mediante soldadura con bronce.*



2) Seguidamente, se torneó para mantener la cilindridad del evaporador, realizamos una perforación en el centro de la tapa, de 0.03 m, en el cual soldaremos el tapón de ½" (para evacuación de fluido de trabajo) y a continuación soldaremos, se utilizó soldadura amarilla (bronce) y fundente.

**Figura 21.**

*Soldadura de tapón para evacuación de fluido de trabajo*



3) Una vez soldada la tapa con su respectivo tapón, se procedió a realizar el roscado, para el cual maquinaremos el roscado interno en la parte final de la zona adiabática y el roscado externo en los condensadores.

**Figura 22.**

*Maquinado de roscado interno y externo para unión entre evaporador y condensador.*



4) Se preparó las termocuplas tipo K para ser soldadas, necesitamos 6 termocuplas de diferentes longitudes y a diferentes distancias, distribuidas a lo largo del evaporador y la zona adiabática. Las cuales se detallan en la tabla 6.

**Tabla 6.**

*Descripción de las termocuplas del evaporador y zona adiabática*

Número de termocupla	Longitud [mm]	Distancia desde la tapa del evaporador [mm]
1	200	25
2	260	75
3	200	125
4	170	175
5	200	225
6	180	275

**Figura 23.**

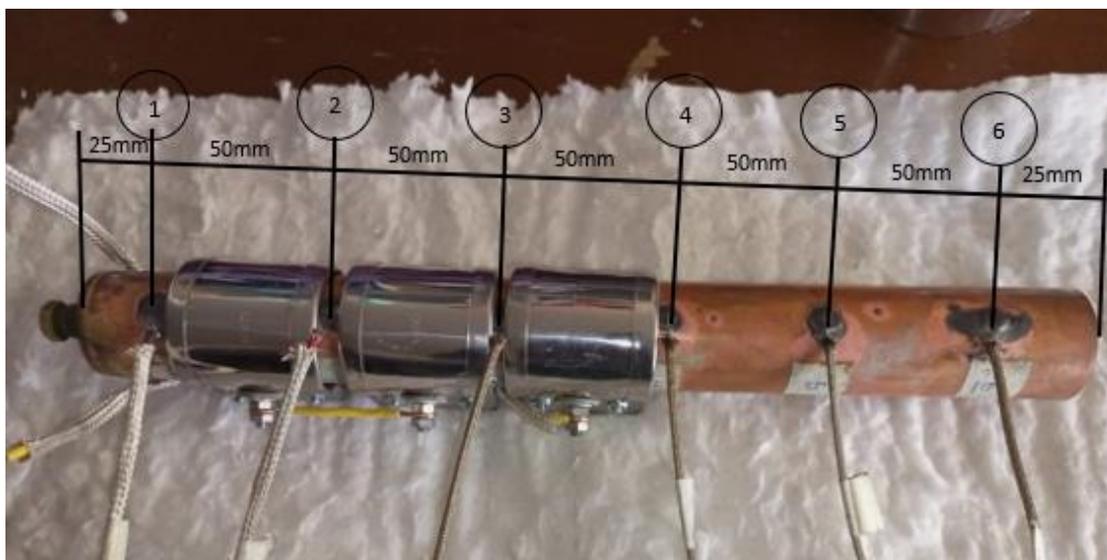
*Preparación de cables de termocupla tipo K para proceso de soldadura.*



5) Como siguiente paso, se sueldan las termocuplas tipo K, para esto se utiliza soldadura blanda y estaño (con 60% de estaño y 38% de plomo) de diámetro 1mm.

**Figura 24.**

*Distribución de termocuplas a lo largo del condensador y zona adiabática.*



6) Con las termocuplas soldadas, se coloca las resistencias, se tiene 3 resistencias tipo abrazadera de longitud de 48mm y diámetro 1 ¼", las cuales proporcionarán 500W de potencia total conectadas en serie con alimentación de 110V.

**Figura 25.**

*Resistencias tipo abrazaderas colocadas en el evaporador.*



7) Colocadas las resistencias, a continuación, se procede a realizar la conexión eléctrica de las mismas.

**Figura 26.**

*Conexión eléctrica en serie de resistencias hacia la fuente de energía de 110V.*



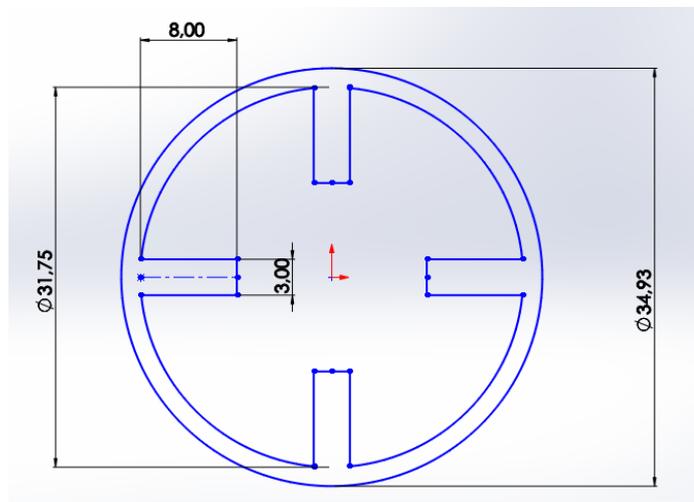
8) Para evitar la pérdida de calor por convección hacia el ambiente exterior, se cubre al evaporador y zona adiabática con lana aislante PET.

**Proceso de construcción de condensador:**

1) Para la construcción de los condensadores se utilizan 3 ejes de cobre de diámetro 1 ½" y longitud de 0.25 m, los cuales serán maquinados por procesos de torneado, y corte por hilo CNC para obtener aleteados internos de 4, 6 y 8 aletas, los cuales tendrán las siguientes medidas:

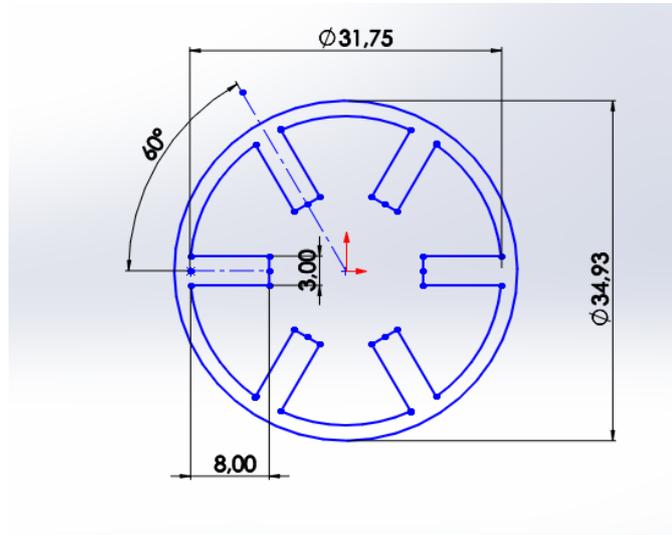
**Figura 27.**

*Dimensiones de aleteado interno en condensador de 4 aletas.*

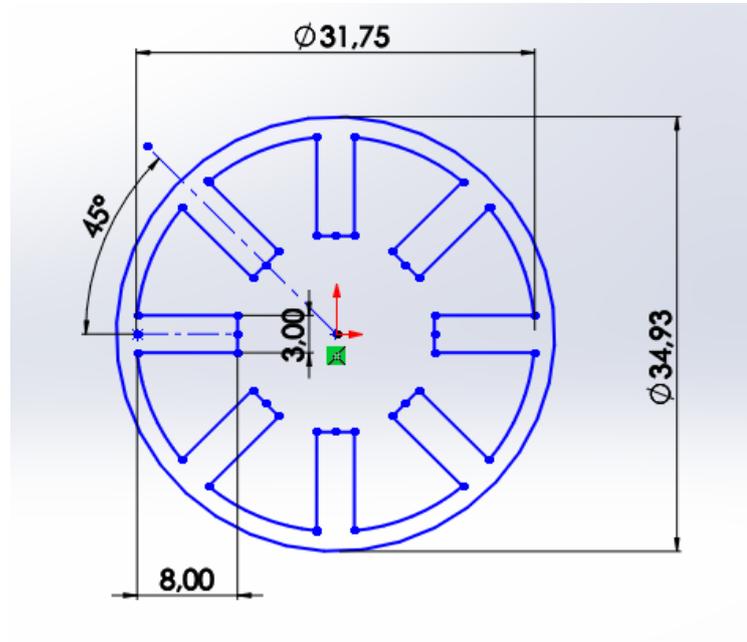


**Figura 28.**

*Dimensiones de aleteado interno en condensador de 6 aletas*

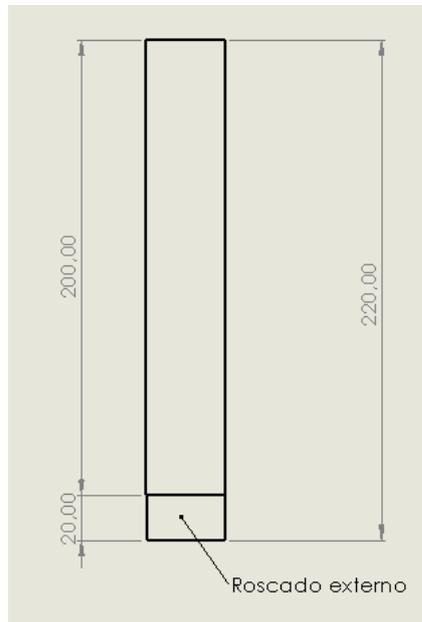
**Figura 29.**

*Dimensiones de aleteado interno en condensador de 8 aletas.*



**Figura 30.**

*Dimensiones externas para condensadores de 4, 6 y 8 aletas.*



2) Como primer paso, dentro del maquinado de los condensadores aleteados se tornea para reducir el diámetro exterior de 1 ½" a 1 ¼" y el refrentado de los extremos para reducir la longitud de 0,23 m a 0.22 m.

3) Después de maquinarse el eje, para obtener las medidas externas necesarias, se perfora con una broca de ½" un agujero pasante concéntrico, por el cual pasará el material de corte para el proceso de corte por hilo.

**Figura 31.**

*Perforación concéntrica pasante de eje.*



4) Completo el proceso de perforación se procede a realizar el roscado externo en cada uno de los condensadores.

**Figura 32.**

*Roscado externo en condensadores.*



5) Se realiza el proceso de corte por hilo en una máquina CNC.

**Figura 33.**

*Interfaz computacional de corte en condensador de 8 aletas.*



6) Seguidamente se sueldan las tapas en la parte superior de cada uno de los condensadores, este proceso es realizado con suelda amarilla (bronce).

7) El siguiente paso es perforar un agujero pasante concéntrico de 8mm en cada una de las tapas y soldar la válvula de carga de refrigeración en los mismos.

8) Finalmente se prepara las termocuplas tipo K para cada uno de los condensadores y se procede a soldar con suelda blanda y estaño. Las medidas de las termocuplas se detallan a continuación:

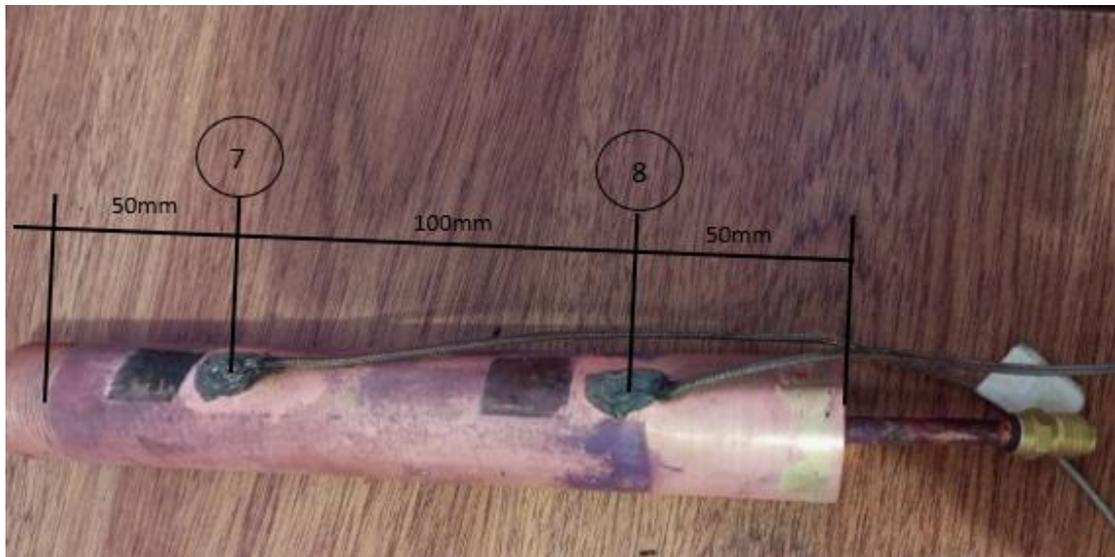
**Tabla 7.**

*Descripción de termocuplas ubicadas en el condensador*

N° de termocupla	Longitud [mm]	Cantidad	Distancia desde la tapa del condensador [mm]
7	450	4	50
8	340	4	150

**Figura 34.**

*Distribución de termocuplas tipo K en condensador.*

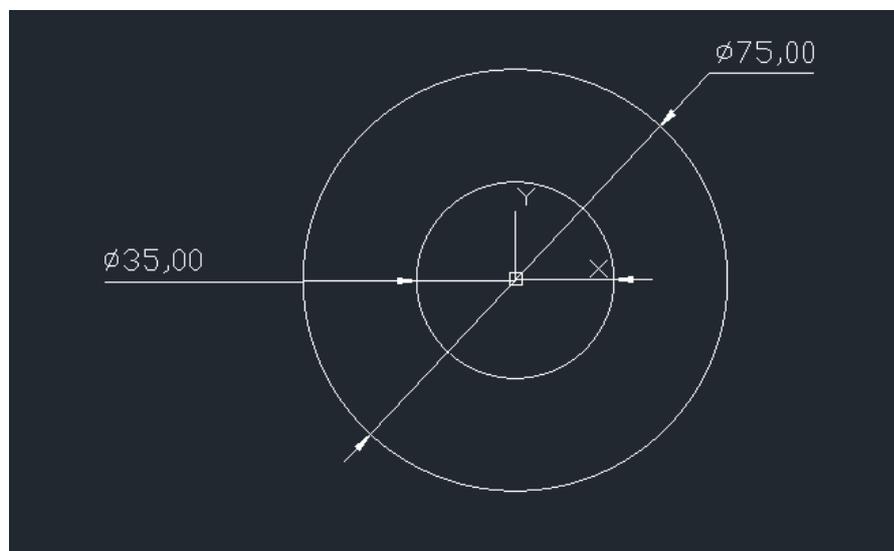


**Proceso de construcción de intercambiador de calor:**

- 1) Para la construcción del intercambiador de calor se ocupa una sección de tubo de PVC de 3" de longitud 0.19 m y 2 tapas tipo disco de acrílico de diámetro externo 75mm y diámetro interno 35mm

**Figura 35.**

*Dimensiones de tapas del intercambiador de calor.*



**Figura 36.**

*Preparación de tubo PVC para intercambiador de calor.*



2) Se perfora a los costados del tubo de PVC un agujero de diámetro 20mm en la parte superior izquierda y parte inferior derecha, lo cuales serán para el flujo de entrada y salida del intercambiador, los cuales deben estar a una distancia de 30mm desde la tapa.

**Figura 37.**

*Perforación de agujeros para entrada y salida de agua en intercambiador de calor.*



3) Para las conexiones de entrada y salida de agua del intercambiador se utilizan tubos de PVC  $\frac{3}{4}$ " de longitud 0.07 m, esos tendrán roscado exterior NPT, siendo la sección roscada de 30mm; y una perforación en la parte superior de 3mm para la colocación de la termocupla, con la cual se mide las temperaturas de entrada y salida del agua.

**Figura 38.**

*Preparación de tubos roscados para entrada y salida de agua en intercambiador de calor.*



4) Se unen las tapas y las conexiones de entrada y salida de agua a los tubos con soldadura fría de marca PEGATANK, para lo cual es necesario obtener un perfil de anclaje SP2, el cual lo realizaremos manualmente con lija.

**Figura 39.**

*Preparación de soldadura fría para la unión de piezas de PVC.*



**Figura 40.**

*Unión de piezas por soldadura fría para intercambiador de calor.*



5) Como último paso, se unen las termocuplas para las mediciones de entrada y salida de agua del intercambiador de calor. A continuación, detallamos las medidas de las termocuplas:

**Tabla 8.**

*Descripción de termocuplas a la entrada y salida del condensador*

N° de termocupla	Longitud [mm]	Cantidad	Distancia desde la pared del intercambiador [mm]
9	290	4	25
10	240	4	25

**Figura 41.**

*Colocación de termocuplas para entrada y salida de agua en intercambiador de calor.*



6) Como último paso se une al intercambiador de calor con el condensador mediante soldadura fría.

**Figura 42.**

*Unión entre intercambiador de calor y condensador mediante soldadura fría.*

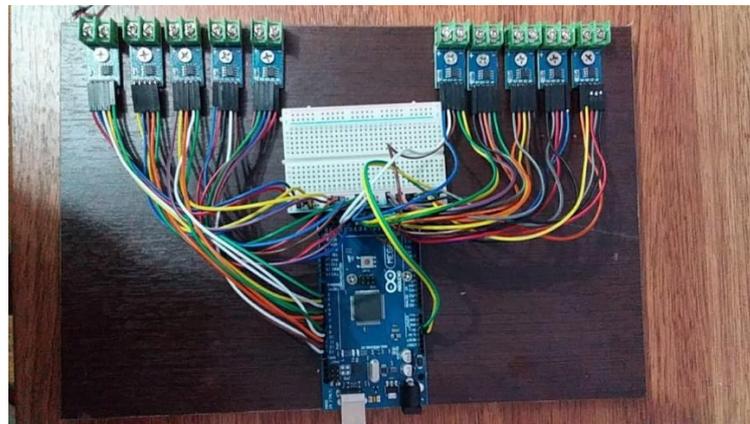


### Conexión de la interfaz de adquisición de datos:

- 1) Para esto, se necesita un Arduino MEGA, 1 protoboard, 10 módulos MAX6675 y 60 cables con terminales macho – macho. Se carga el programa en el Arduino (Anexo 1) y se conecta los módulos al Arduino de la siguiente manera:

**Figura 43.**

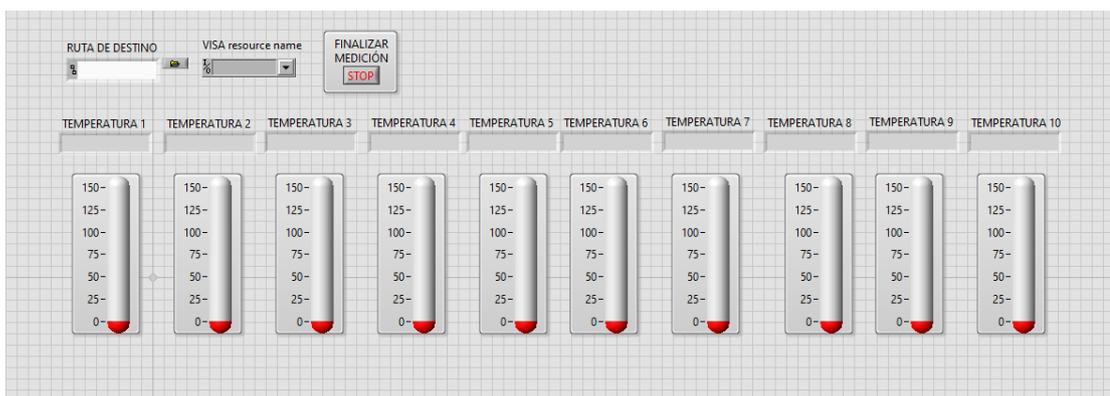
*Conexión de Arduino y módulos para interfaz de adquisición de datos.*



- 2) Una vez realizada la programación del Arduino y con la obtención de datos en los 10 módulos de las termocuplas se programa la obtención y tabulado de datos automáticamente mediante un programa en LabView, el cual guarda los datos de las temperaturas en un archivo de Excel cada 5 segundos.

**Figura 44.**

*Interfaz gráfica para adquisición de datos.*





**Armado de conexión de agua entre reservorio con bombas pequeñas e intercambiador de calor:**

- 1) Se utilizan cada una de las piezas para armar la conexión de la siguiente manera:

**Figura 46.**

*Conexión de tubería y accesorios para el flujo de entrada de agua y medición de caudal.*



Donde se tiene una válvula de bola para abrir y cerrar el paso de agua hacia el intercambiador y otra válvula de bola para abrir y cerrar el paso de agua hacia el medidor de caudal, el caudal es regulado con la válvula de compuerta.

**Ensamble del termosifón:**

- 1) Con todas las piezas listas, se une mediante roscado el condensador con el evaporador, y se conectan las termocuplas 1 – 10 en su respectivo orden. Se conectan las mangueras de entrada y de salida de agua en el intercambiador de calor.

**Figura 47.**

*Ensamble de entrada y salida de agua, termosifón y adquisición de datos.*



2) Se realiza la conexión hacia la bomba de vacío y los manómetros de vacío. La manguera amarilla hacia la bomba de vacío y la manguera azul hacia la válvula de carga del condensador.

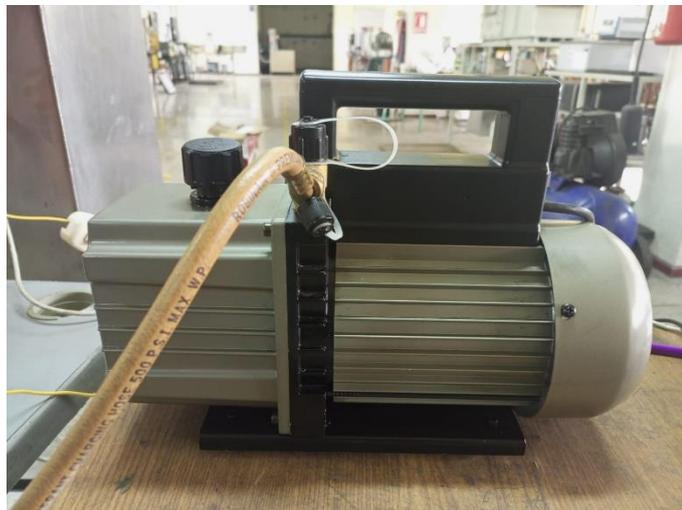
**Figura 48.**

*Conexión de manómetro para bomba de vacío y válvula de carga.*



**Figura 49.**

*Bomba de vacío.*



**Figura 50.**

*Conexión hacia la válvula de carga de refrigeración en condensador.*



3) A continuación, se realiza la conexión eléctrica, desde la fuente hacia el reóstato y las resistencias para la variación de potencias.

**Figura 51.**

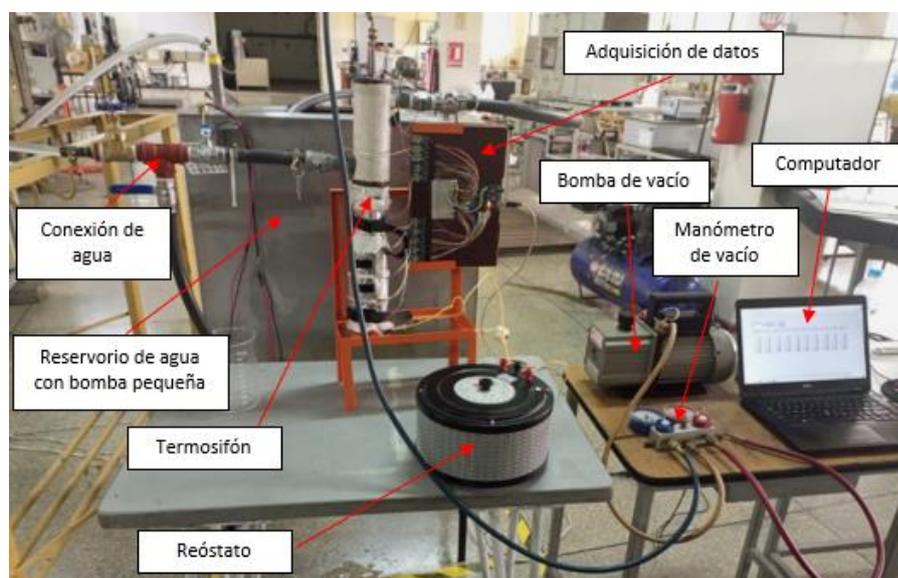
*Conexión de reóstato para variación de potencia.*



Partiendo de la fuente de energía que en este caso sería directamente desde el enchufe común de 120V se conecta en una salida el reóstato y conexión directa hacia las resistencias del evaporador, y en la otra salida el switch y conexión directa hacia las resistencias del evaporador.

**Figura 52.**

*Termosifón totalmente ensamblado.*



### **Chequeos preexperimentales**

Para que el termosifón opere de manera vertical, el armazón consta de una pequeña ranura para que pueda entrar el tapón del termosifón y mediante la ayuda de correas se pueda mantener en una posición vertical. Se hizo pasar un flujo de agua a 180 LPM por el interior de la carcasa del intercambiador del condensador por un periodo de una hora, al no observarse fugas se comprobó que los condensadores son a prueba de fugas para las condiciones requeridas. El mantener una presión constante dentro del termosifón es esencial para que el sistema pueda llegar a estado estable. Después de que el termosifón es ensamblado una prueba de fugas es realizada, para lo cual se activa la línea de vacío. Una vez que el dispositivo llega a una presión manométrica de -15 inHg, se deja el sistema sin perturbar por 5h y se ve que no hay variaciones en el manómetro de vacío, por lo cual se prueba que el termosifón es a prueba de fugas.

### **Definición de parámetros**

Las variables que van a ser controladas dentro del experimento son las siguientes:

**Caudal del agua:** 20 LPM, 40 LPM Y 60 LPM, hasta encontrar en caudal más eficiente, mismo que va a ser constante para los ensayos siguientes.

**Taza de llenado:** El porcentaje de líquido al que será llenado el evaporador se variará entre 25%, 50% y 100%, hasta determinar el porcentaje de llenado más eficiente, valor que será constante para los ensayos siguientes.

**Potencia de entrada:** La potencia será controlada por un reóstato para tener valores de 50 W, 75W, 100W, 125 W y 150W.

**Fluido de trabajo:** Se utilizará agua destilada y nano fluidos de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y NTC al 0,02%, 0,5% y 1,5% de concentración en peso.

## Proceso experimental

La Figura 52, muestra una fotografía del equipo experimental. El arreglo experimental consta de una bomba de vacío, manómetro de vacío, reóstato, sistema de adquisición de datos, recipiente contenedor de agua, bomba de agua. Después de asegurar que el termosifón está en una posición vertical y que el sistema es a prueba de fugas se prosigue con los siguientes pasos:

**Paso 1:** Se retira la aguja de la válvula de carga con el fin de abrir paso de fluido, seguidamente, se inyecta el fluido de trabajo con una jeringa de 20ml para obtener una mayor precisión en el volumen ingresado y se coloca la aguja en la válvula de carga.

**Paso 2:** Se conecta la manguera del manómetro a la válvula de carga y se enciende la bomba de vacío durante 15 minutos hasta que la presión de vacío llegue a -15 inHg, se cierra la válvula para mantener el vacío en el termosifón y se apaga la bomba de vacío.

**Paso 3:** Se mide el caudal, esto se logra cerrando la válvula de paso hacia la entrada del intercambiador de calor y abriendo la válvula hacia el vaso graduado, el caudal es regulado con la válvula de compuerta, el caudal será medido tomando el tiempo de llenado del vaso volumétrico. Una vez que se tiene el caudal regulado, se cierra la válvula de paso hacia el vaso y se abre la válvula de paso hacia la entrada de agua del intercambiador.

**Paso 4:** Se regula la potencia de entrada de las resistencias eléctricas, se usa el reóstato para variar la resistencia eléctrica, con la ayuda del multímetro se mide la resistencia en el reóstato, voltaje de entrada y corriente del circuito. Para el cálculo de la potencia, se multiplica el voltaje por la corriente obtenidos.

**Paso 5:** Se abre la interfaz de adquisición de datos en el computador y se ejecuta el programa a la vez que se enciende el switch del circuito de las resistencias del evaporador, se

espera el tiempo necesario para llegar a estado estable. Una vez que el proceso se encuentre en estado estable, se cierra el programa y se guardan los datos.

**Paso 6:** Se apaga el switch del circuito, la resistencia del reóstato es cambiada para obtener la siguiente potencia necesaria. Se enciende el switch y se ejecuta el programa a la par. Este proceso se lo realiza para cada potencia utilizada.

**Paso 7:** Una vez obtenidos los datos con todas las potencias para un intercambiador de calor, se desconectan las termocuplas del intercambiador, las mangueras de entrada y salida de agua, la manguera del manómetro de vacío y se cambia el condensador. Se realizan los pasos 2 – 7 para cada uno de los aleteados de los condensadores (4 condensadores).

**Paso 8:** Una vez obtenidos los datos de los 4 condensadores y las 5 potencia, se desarma todo el sistema para realizar un lavado, quitando los restos de nanofluidos utilizados para ingresar un nanofluido nuevo. Se realizan los pasos 1 – 7 para cada nuevo fluido de trabajo (6 nanofluidos y 1 mezcla de agua destilada + etilenglicol). Realizar un lavado del termosifón en cada cambio de fluido de trabajo.

### Preparación de los nanofluidos

Para la preparación de los nanofluidos es necesario determinar el peso de las nanopartículas y del agua.

El evaporador tiene un volumen de  $168 \text{ cm}^3$  trabajando a 100% de radio de llenado la masa de agua será 168 g

la masa de nanopartículas para obtener las concentraciones de porcentaje en peso de 0,02%, 0,5% y 1,5% se determina de la siguiente manera:

$$\% = \frac{m_{\text{soluta}}}{m_{\text{solucion}}} * 100 \quad (29)$$

$$m_{\text{soluta}} = \frac{\%}{100} * m_{\text{solucion}}$$

Para 0,02%

$$m_{\text{soluta}} = \frac{0,02}{100} * 168g = 0,0336 g$$

Para 0,5%

$$m_{\text{soluta}} = \frac{0,5}{100} * 168g = 0,84 g$$

Para 1,5%

$$m_{\text{soluta}} = \frac{1,5}{100} * 168g = 2,52 g$$

### Características de nanopartículas utilizadas

Tabla 9.

*Características de las nanopartículas utilizadas*

	Unidades	$Al_2O_3$	NTC
DENSIDAD ( $\rho$ )	$Kg/m^3$	3961	1400
CALOR ESPECIFICO ( $C_p$ )	J/KG*K	875	711
CONDUCTIVIDAD	W/m*K	40	6000
TERMICA (K)			
TAMAÑO NANO	nm	30	15-25
PUREZA	%	>99,99	>97
SUPERFICIE	$m^2/K$	9	150-210
ESPECIFICA			
(SSa)			

Nota. Datos obtenidos por parte del fabricante. (Kunshan Yosoar New Materials Co. Ltd, 2021).

### **Proceso de obtención de los nanofluidos**

Este proceso se realizó en el laboratorio de fluidos de la Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE", con el cual se contó para utilizar los equipos necesarios para la preparación de los nanofluidos.

#### ***Procesos de mezcla del fluido base:***

El fluido base estará compuesto por un 95% de agua destilada y 5% de etilenglicol, como se utiliza el factor de llenado de 100% el volumen requerido para cada fluido de trabajo es de 168 ml, se aproxima a 200 ml, se realizarán 7 diferentes fluidos de trabajo, por lo tanto, se prepararán 1400 ml de fluido base, es decir, 1330 ml de agua destilada y 70 ml de etilenglicol. Después de realizar la mezcla del fluido base, se divide en 7 vasos precipitados para poder realizar la mezcla de cada una de las concentraciones de los nanofluidos.

#### ***Pesaje de las nanopartículas:***

Se utiliza papel aluminio como base en la balanza electrónica, debido a que éste ayudará a depositar las nanopartículas totalmente en el fluido base, después de colocar el papel aluminio, se encera la balanza electrónica para proceder a pesar las nanopartículas. De acuerdo a las concentraciones, se pesan 0.05g, 0.84g y 2.52g de cada nanopartícula ( $\text{Al}_2\text{O}_3$  y NTC).

La balanza utilizada para el pesaje pertenece al laboratorio de fluidos del DECEM, de marca SHIMADZU, modelo UW2200H.

**Figura 53.**

*Pesaje de nanopartículas mediante una balanza electrónica*



### ***Agitación Magnética***

Se coloca cada una de las concentraciones de las nanopartículas en cada uno de los vasos de precipitado con fluido base que se dividió inicialmente, para obtener una mezcla homogénea y tener estabilidad en el fluido se utiliza el equipo de agitación magnética del laboratorio (SH-4 Lab Magnetic Stirrer Hot Plate, placa calefactora de cerámica de 19x19cm, 600W, 100 – 1600 RPM.), en el cual se mantiene el proceso a 1600 rpm durante 1 hora.

**Figura 54.**

*Agitación magnética del fluido base con las nanopartículas*



***Proceso de sonicación:***

Este proceso se lo realiza a una temperatura de 40 °C durante 1 hora en el equipo encontrado en el laboratorio de fluidos (DIGITAL ULTRASONIC CLEANER).

**Figura 55.**

*Equipo de sonicación seteado a 40 °C*



## Capítulo 4: experimentación

### Análisis térmico

Se efectuó la toma de las 10 temperaturas a lo largo del termosifón, para cada una de las 4 configuraciones de condensadores y utilizando como fluido de trabajo agua destilada y nanofluidos de  $Al_2O_3$  Y NTC en concentraciones de 0,02%, 0,5% y 1,5%. Mediante el software Excel se realizó una hoja de cálculos por cada uno de los fluidos de trabajo, misma que se divide según el número de aletas del condensador que nos permite realizar el análisis térmico del termosifón usando las fórmulas descritas en el capítulo 2.

Para realizar el análisis térmico se sacó una temperatura promedio de las termocuplas correspondientes a cada zona del termosifón utilizando las siguientes formulas:

$$T_e = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4} \quad (30)$$

$$T_{ad} = \frac{T_5 + T_6}{2} \quad (31)$$

$$T_{cond} = \frac{T_7 + T_8}{2} \quad (32)$$

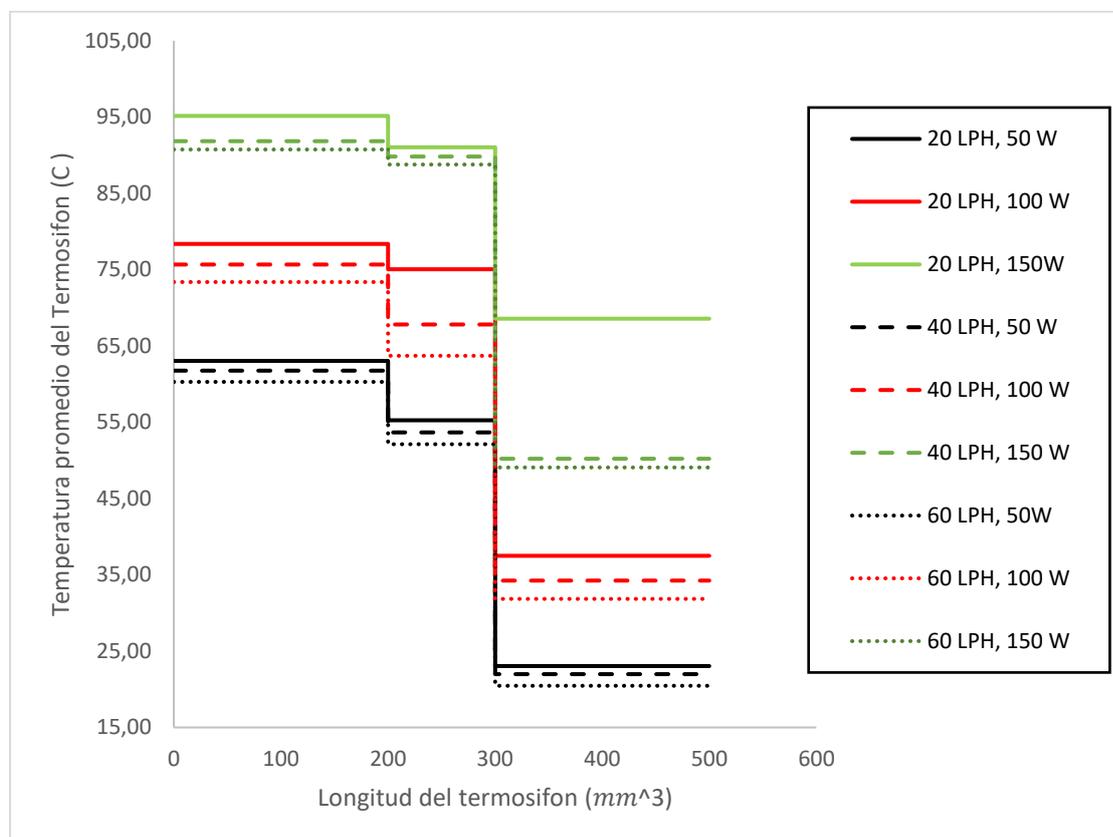
Con las anteriores consideraciones se obtuvieron los siguientes resultados:

### Efecto del caudal Q

La Figura 56 muestra la distribución de la temperatura promedio de la pared a lo largo de la longitud del termosifón para un factor de llenado del 100% para diferentes caudales, con agua destilada como fluido de trabajo y usando el condensador sin aleteado.

Figura 56.

Variación de la temperatura promedio a lo largo del termosifón para distintos valores de potencia y caudales



Nota. Datos pertenecientes a la configuración sin aleteado del condensador

La Figura 56 muestra que, mientras se aumenta el caudal, la cantidad de calor extraída del condensador aumenta. De la misma forma la temperatura del condensador disminuye. Por ejemplo, a 150W de potencia de entrada y 20LPH de caudal, la temperatura promedio del condensador es 68 °C, mientras que a 40LPM Y 60LPM, los valores promedio son 37 °C y 23°C respectivamente. A mayor flujo masico, el calor extraído será mayor esto es evidente según la ecuación (18). El incremento en calor extraído, resulta en mayor circulación de fluido de trabajo dentro del termosifón. La temperatura promedio del evaporador a 20, 40 y 60 LPH son 95.15, 91.84 y 90.75 °C respectivamente. Estos valores indican que, la cantidad de calor transferido por el termosifón desde la zona del evaporador al condensador aumenta según se

aumenta el caudal. La temperatura promedio del evaporador a 60 LPH, es aproximadamente 5 °C menor que a 20 LPH y 2°C menor que a 40 LPH. Por lo tanto, el valor de caudal más eficiente es el de 60 LPH.

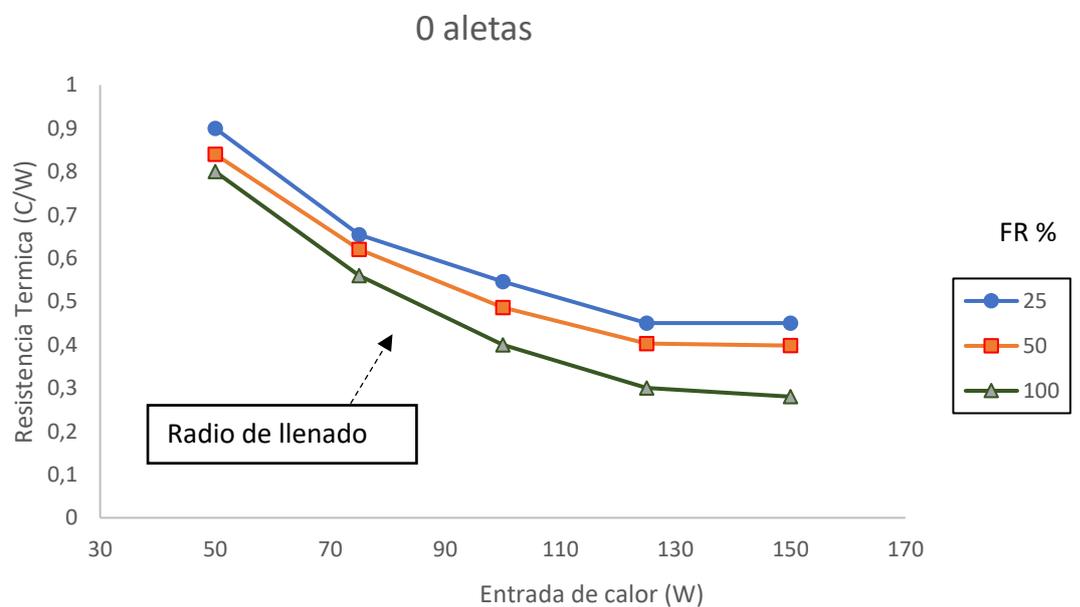
### Efecto del radio de llenado

En este estudio experimental, se consideran tres radios de llenado, que son 25, 50 y 100%. La variación de la resistencia térmica del termosifón trabajando con agua destilada, para diferentes radios de llenado se muestra en la Figura 57. Donde la resistencia térmica del termosifón es calculada mediante la ecuación (16).

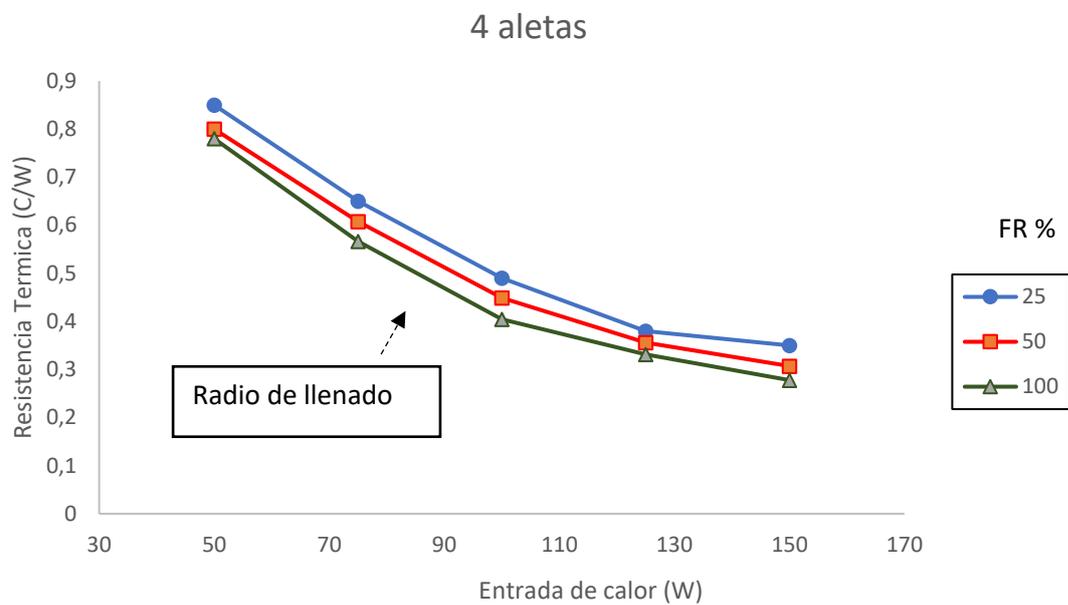
**Figura 57.**

*Variación de la resistencia térmica para diferentes FR y configuraciones de aletas para agua destilada.*

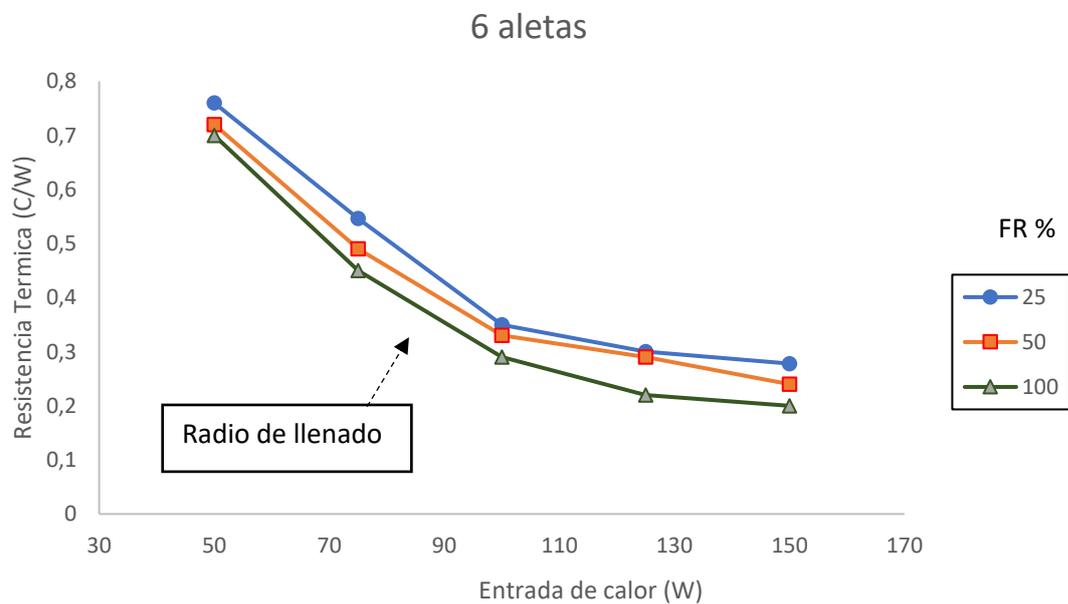
a)



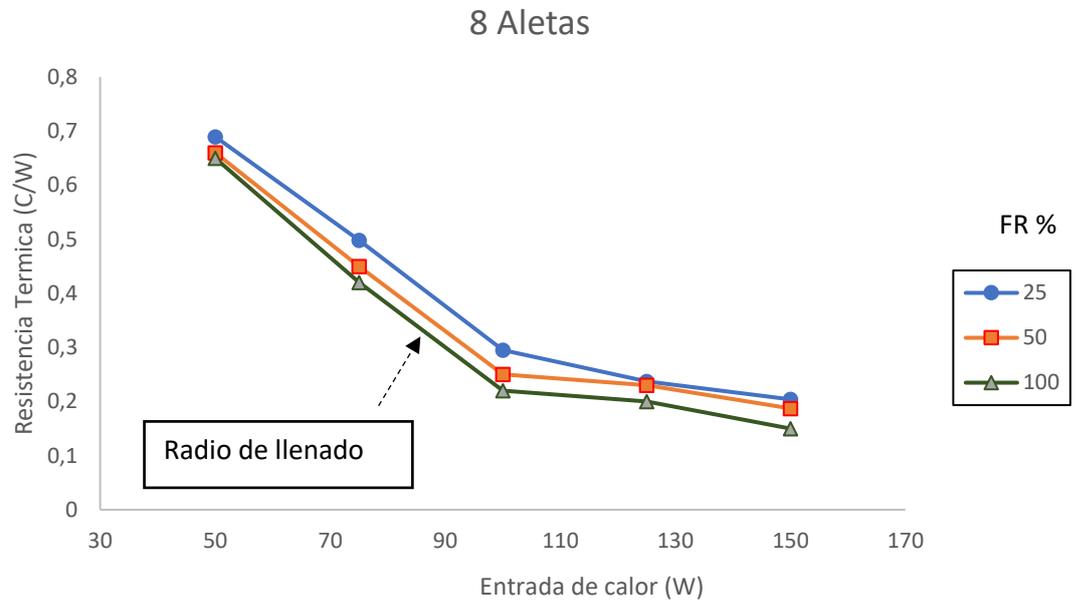
b)



c)



d)



Nota. Se utilizó agua destilada como fluido de trabajo.

Se puede observar en la Figura 57 que la resistencia térmica es menor usando 100% de radio de llenado para todas las configuraciones de aletas del condensador. Por ejemplo, en la configuración sin aleteado, grafica a), a 50 W de potencia, para valores de FR de 25, 50 y 100% la resistencia térmica del termosifón tiene valores de 0.9, 0.84 y 0,8 °C/W respectivamente. Lo cual nos indica que usando un factor de llenado alrededor del 100% tenemos una disminución del 11,11% y 4,76% en la resistencia térmica comparado con los FR de 25 y 50% respectivamente. En la gráfica b) la resistencia térmica a un FR de 100% disminuye en 8% y 3% comparado con FR de 25% y 50%. En la gráfica c) y d) se da una reducción del 8% y 3% usando un FR de 100% en comparación al 25 y 50%. Esto se da debido a que al aumentar el radio de llenado la resistencia térmica disminuye debido al aumento del rendimiento de evaporización, al igual que al tener pequeñas cantidades de fluido causa un secado en la zona del evaporador.

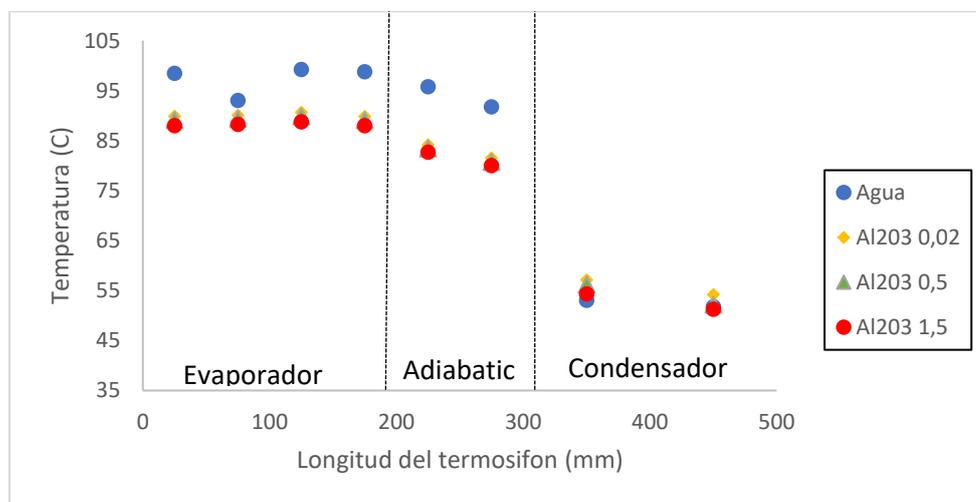
## Distribución de temperaturas

En la Figura 58, se grafica la distribución de temperaturas a lo largo del termosifón para una potencia de 100 W y condensador sin aletas.

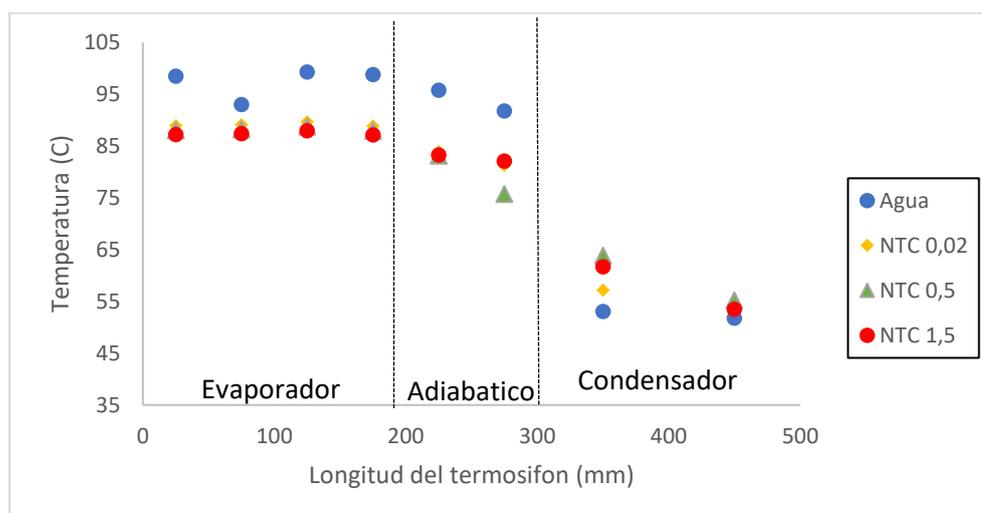
**Figura 58.**

*Distribución de temperaturas para varios nanofluidos*

a)



b)



Nota. a) Agua destilada y Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> b) Agua destilada y NTC

En la Figura 58, la zona del evaporador va de 0 a 0.2 m, la zona adiabática de 0.2-0.3 m y la sección del condensador de 0.3-0.5 m. La temperatura de la pared disminuye a lo largo del termosifón como se esperaba. Se puede observar, que con el uso de nanofluidos el gradiente de temperaturas en la zona del evaporador es menor comparado con el gradiente que se produce con el uso de agua como fluido de trabajo.

Cuando se usan nanofluidos como fluido de trabajo, la diferencia de temperaturas entre el evaporador y el condensador es menor que cuando se utiliza agua destilada. Por ejemplo, la diferencia de temperaturas entre el evaporador y condensador de  $Al_2O_3$  1.5% y agua destilada fueron 35.45 y 44.9 °C, respectivamente. La diferencia de temperaturas fue 9.45 °C menor comparada con el agua destilada. Esto se da debido a que al añadir nanopartículas al fluido base, se aumenta la conductividad térmica del fluido. Por lo tanto, un mayor calor es transferido al condensador, lo cual hace que el condensador suba su temperatura y el evaporador la disminuya, lo que disminuye la diferencia entre las temperaturas del evaporador y condensador.

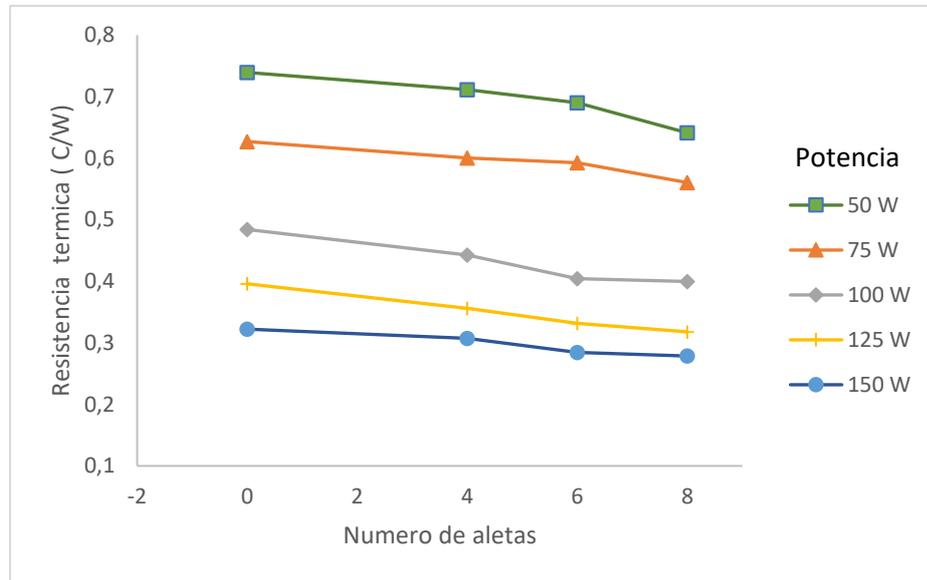
### **Resistencia térmica del termosifón**

A continuación, se presentan los resultados de las resistencias térmicas para los distintos fluidos de trabajo utilizando un caudal de 60 LPH y un FR del 100%. La resistencia térmica es calculada mediante la ecuación (16).

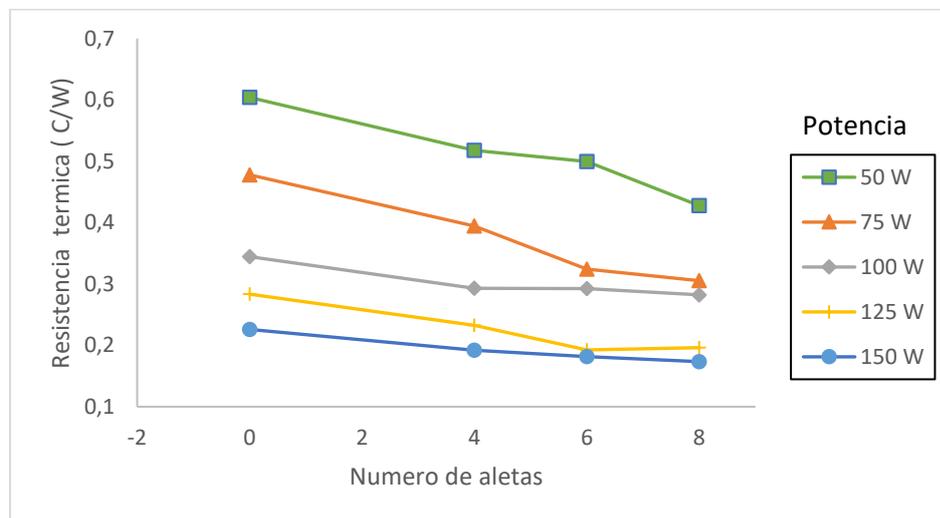
Figura 59.

*Resistencia térmica vs número de aletas para distintas potencias de entrada*

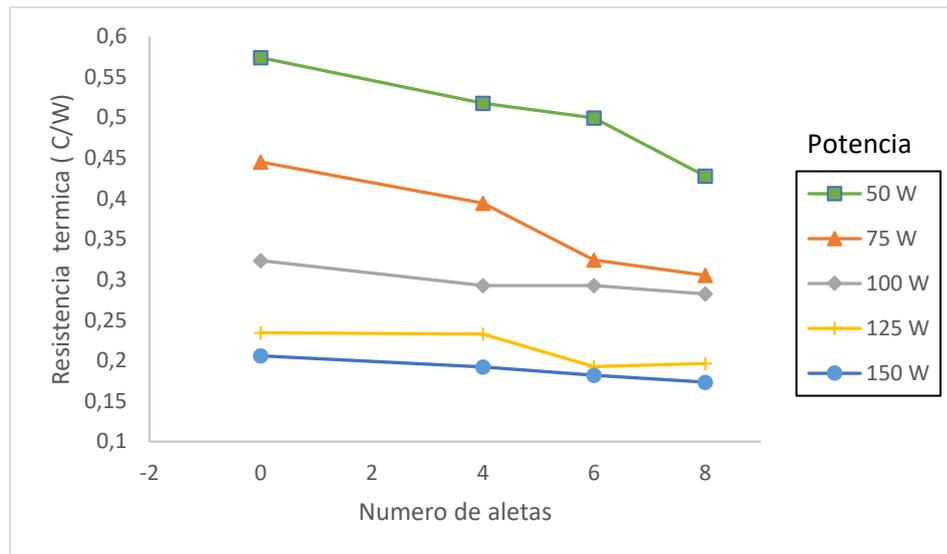
a)



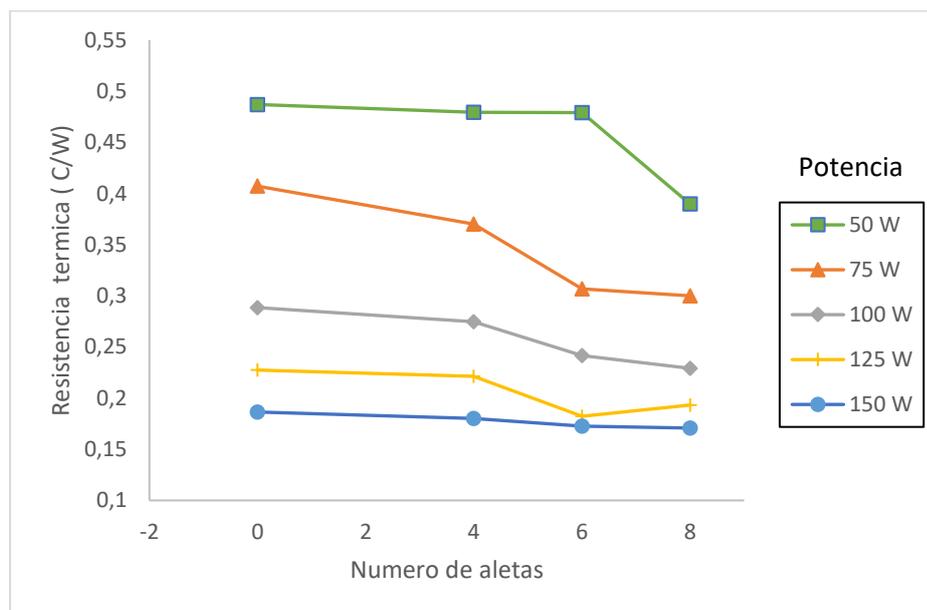
b)



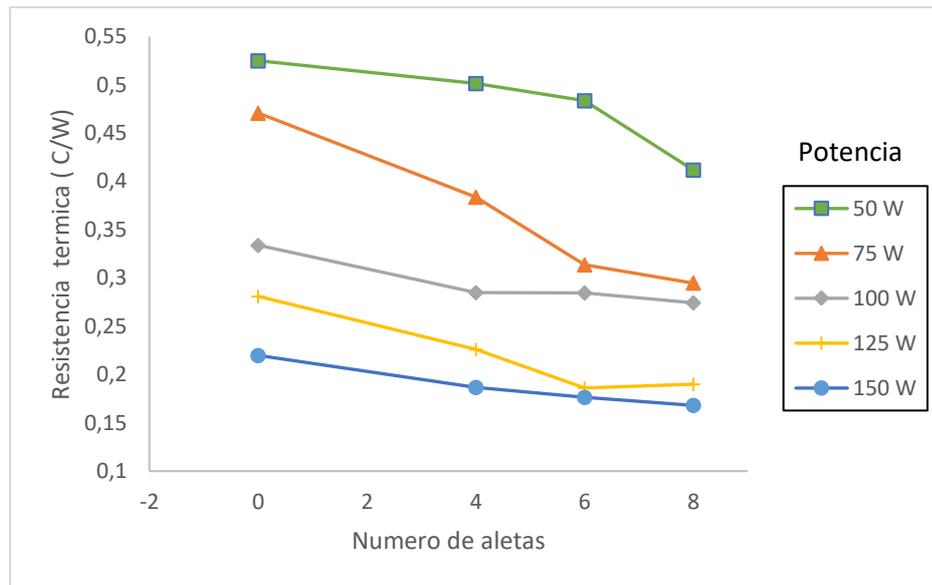
c)



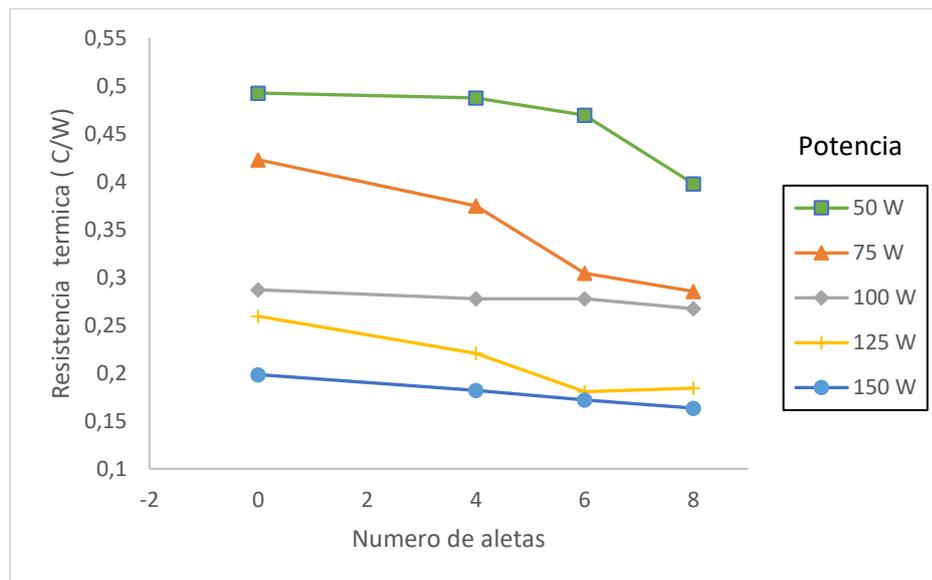
d)



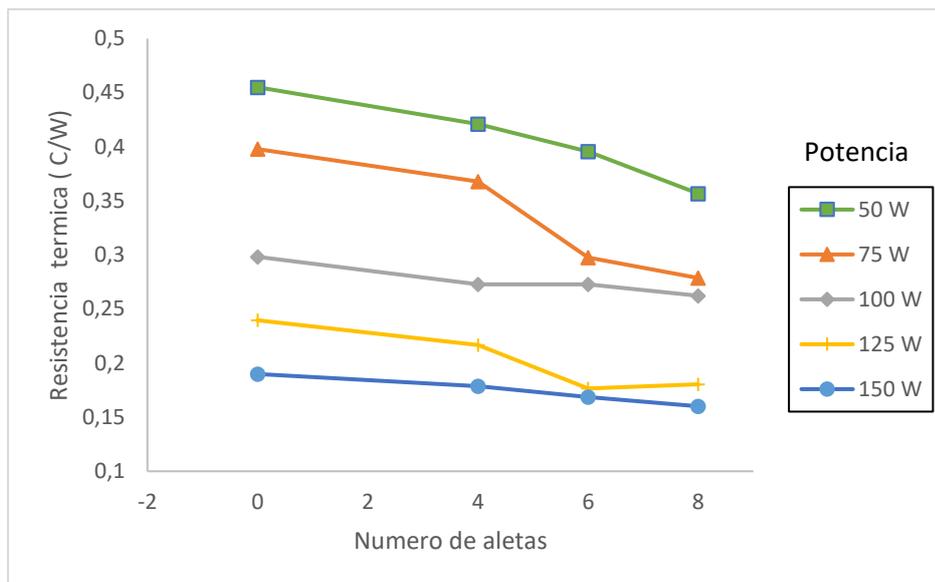
e)



f)



g)



Nota. a) Agua destilada; b)  $Al_2O_3$  0,02%; c)  $Al_2O_3$  0,5%; d)  $Al_2O_3$  1,5%; e) NTC 0,02%; f) NTC 0,5%; g) NTC 1,5%.

Se puede ver en la Figura 59, que la resistencia térmica de cada fluido de trabajo disminuye cuando se aumenta la potencia. Por ejemplo, en la gráfica a) para la configuración de 0 aletas la Resistencia térmica a 50 W es  $0,75\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$  y a 150W tiene un valor de  $0,32\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ , teniendo una reducción del 57 %. Similares tendencias se observan en los distintos fluidos de trabajo esto debido a que a bajas potencias la evaporización y condensación no son muy efectivos. Mientras aumentamos el calor de entrada, el cambio de fase toma lugar más rápidamente y la capa de líquido regresa al evaporador en un periodo de tiempo más corto. Por lo tanto, la resistencia térmica es menor al aumentar la potencia.

En la Figura 59 se observa que, para todos los fluidos de trabajo la resistencia térmica disminuye según se aumenta el número de aletas en el condensador. Por ejemplo, en la gráfica g) para una potencia de 50 W, la resistencia térmica a 0, 4, 6 y 8 aletas en el condensador es  $0,45\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ ,  $0,42\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ ,  $0,39\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$  y  $0,30\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$  respectivamente. Teniendo

una reducción máxima del 33,33% en la resistencia térmica cuando se compara el condensador de 0 aletas y el de 8 aletas para el caso de la gráfica g)

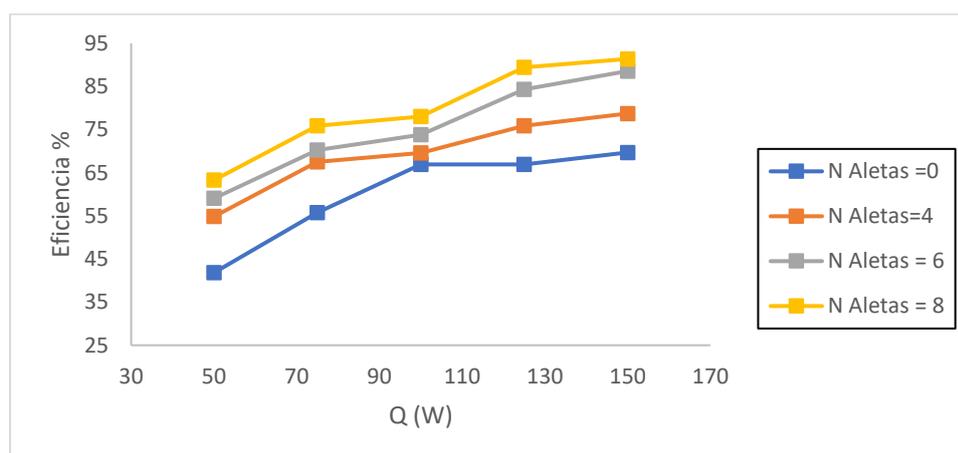
### Eficiencia Térmica

Para la determinación de la eficiencia térmica del termosifón se empleó las ecuaciones (17), (18) y (19), para los distintos tipos de condensadores y fluidos de trabajo se obtuvo lo siguiente:

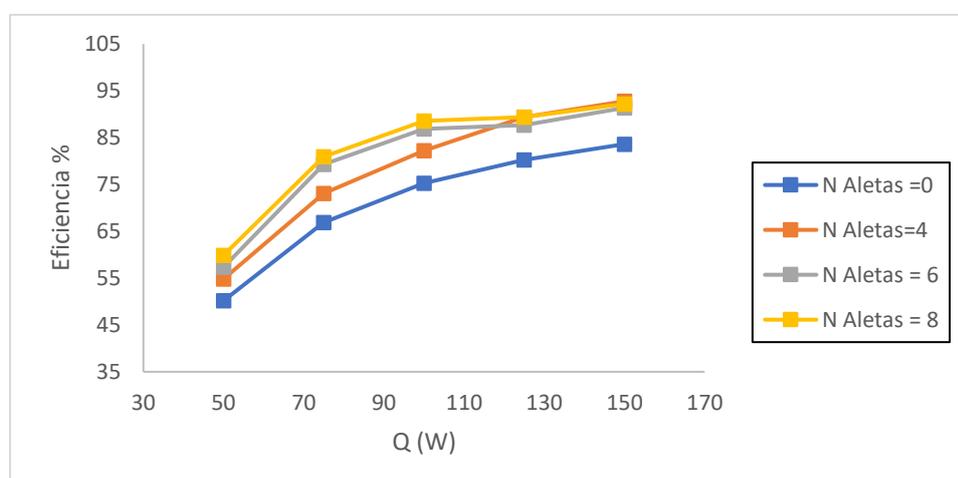
**Figura 60.**

*Eficiencia térmica vs Potencia de entrada para distintas configuraciones de aletas*

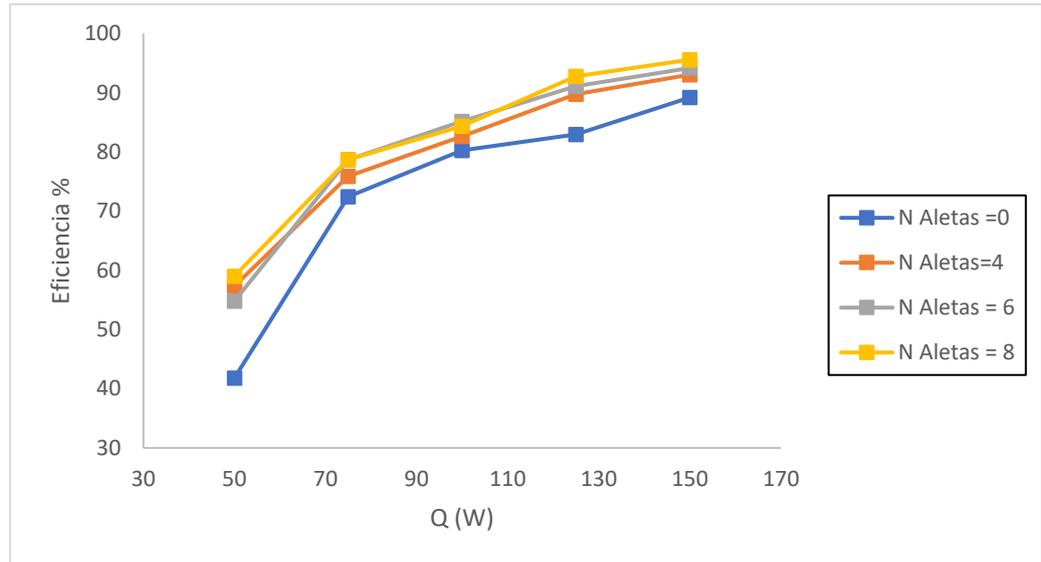
a)



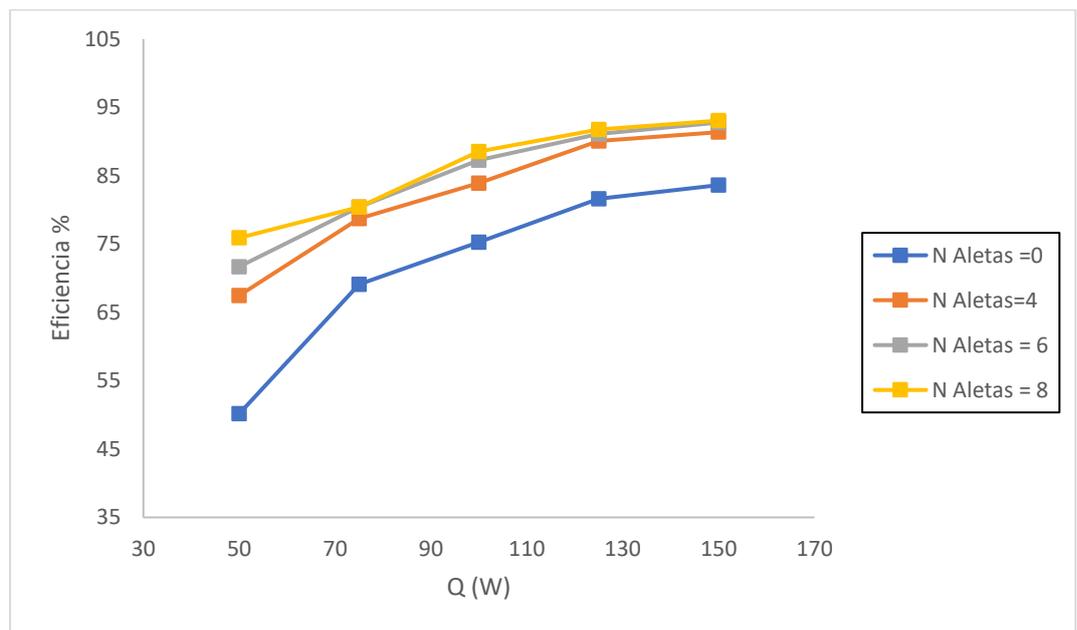
b)



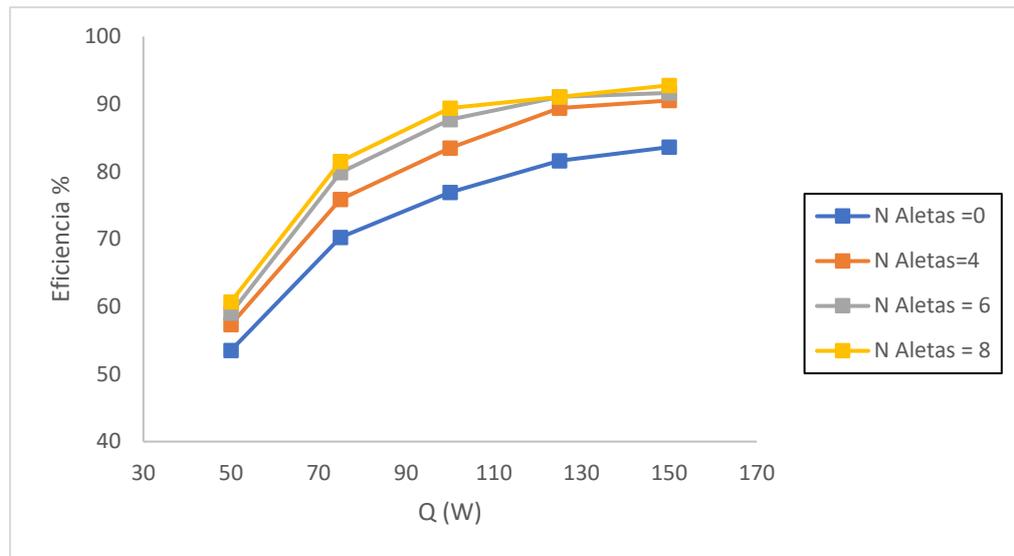
c)



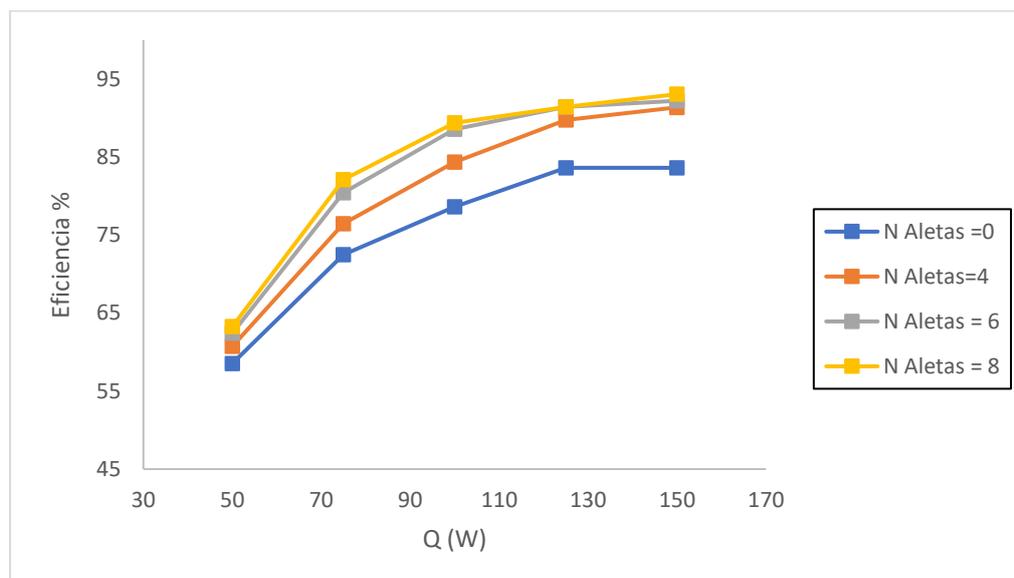
d)



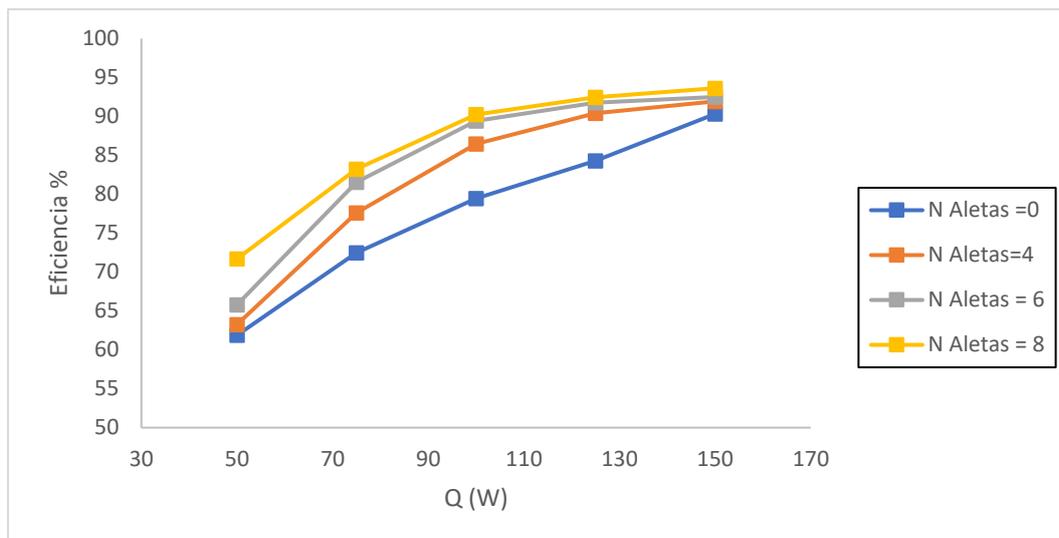
e)



f)



g)



Nota. a) Agua destilada; b)  $Al_2O_3$  0,02%; c)  $Al_2O_3$  0,5%; d)  $Al_2O_3$  1,5%; e) NTC 0,02%; f) NTC 0,5%; g) NTC 1,5%.

La Figura 60 muestra que, la eficiencia térmica aumenta con el aumento de la potencia de entrada. Por ejemplo, en la gráfica e) la eficiencia a 50 W es del 52% y a 100 W es del 75% teniendo así un aumento del 44% en la eficiencia. La eficiencia térmica del termosifón aumenta más rápidamente a bajas potencias y tiende a disminuir esa rapidez de incremento a mayores potencias (100 W hasta 150W). Las máximas eficiencias reportadas fueron en el condensador de 8 aletas teniendo eficiencias del 93.61 y 93% con fluido de trabajo  $Al_2O_3$  y NTC al 1,5% respectivamente.

### Número de aletas

Como se puede ver en Figura 60, el uso de aletas mejora el rendimiento térmico del termosifón especialmente en potencias bajas (menores a 125 W). Para todos los fluidos de trabajo el condensador más eficiente fue el condensador de 8 aletas. Por ejemplo, en el caso del agua a 100W la eficiencia mejoró de un 66,9% sin el uso de aletas a un 83,45% con la configuración de 8 aletas, lo que es una mejora del 24,74%.

Usando nanofluidos como fluido de trabajo, el uso de aletas en el condensador aumenta la eficiencia del termosifón. Por ejemplo, usando  $Al_2O_3$  al 1,5% y a 100 W de potencia la mejora de la eficiencia es de un 12%. Trabajando con nanofluidos a potencias de 125 W y mayores, las configuraciones de aletas no presentan grandes mejoras entre sí. Por ejemplo, En el caso de los NTC al 1,5% las eficiencias son del 89.73%, 91.3% y 91.4% para las configuraciones de 4, 6 y 8 aletas respectivamente.

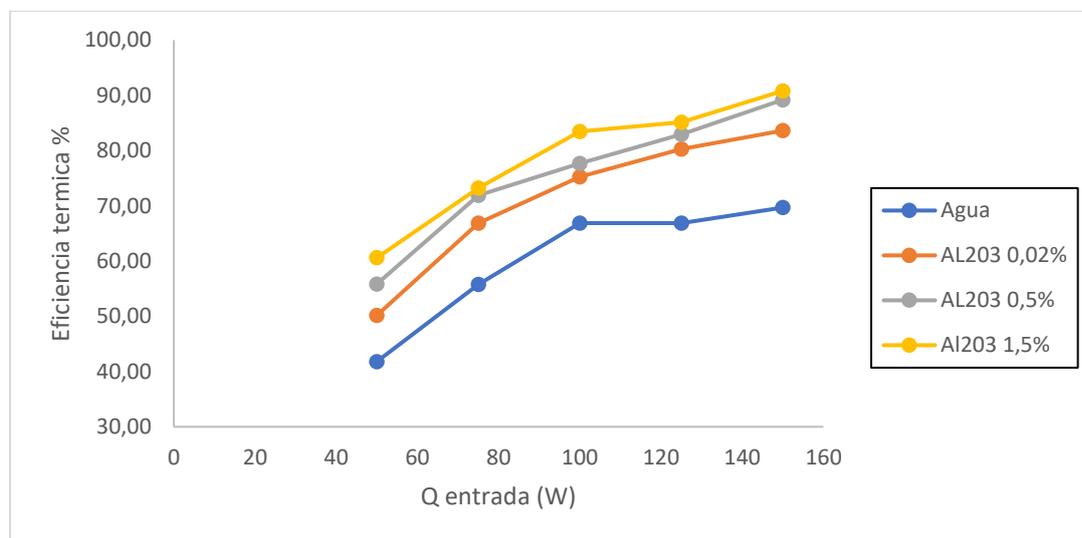
### Efecto de la concentración de nanopartículas

Al realizar el análisis térmico con agua destilada y nanofluidos de  $Al_2O_3$  y NTC al 0.02, 0.5 y 1.5% en el termosifón sin aleteado, se obtuvo las gráficas de rendimiento y resistencia térmica que se muestran a continuación:

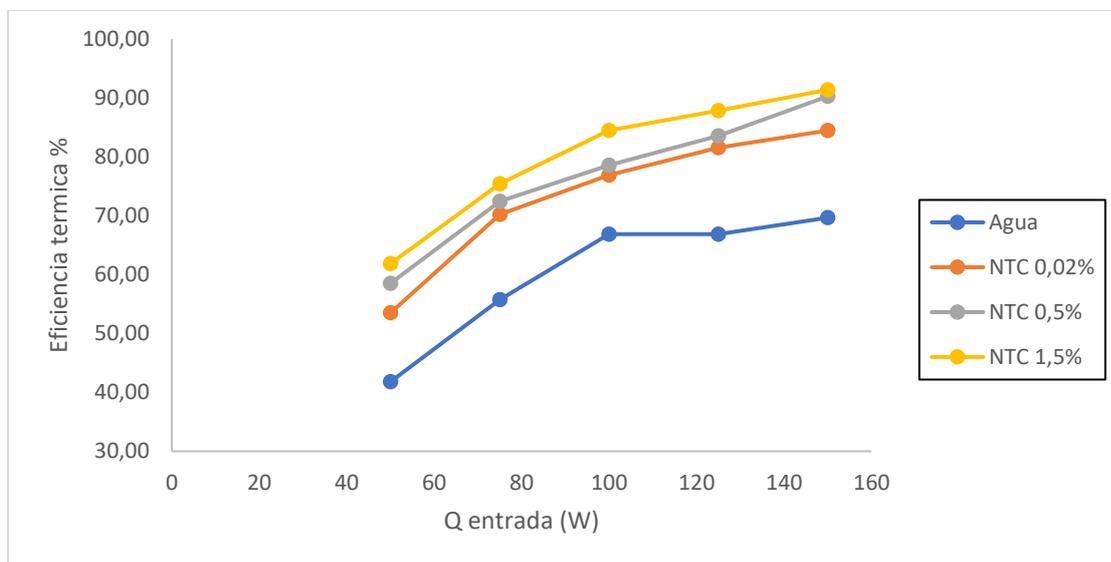
**Figura 61.**

*Eficiencia térmica vs Potencia para distintos tipos de fluido de trabajo*

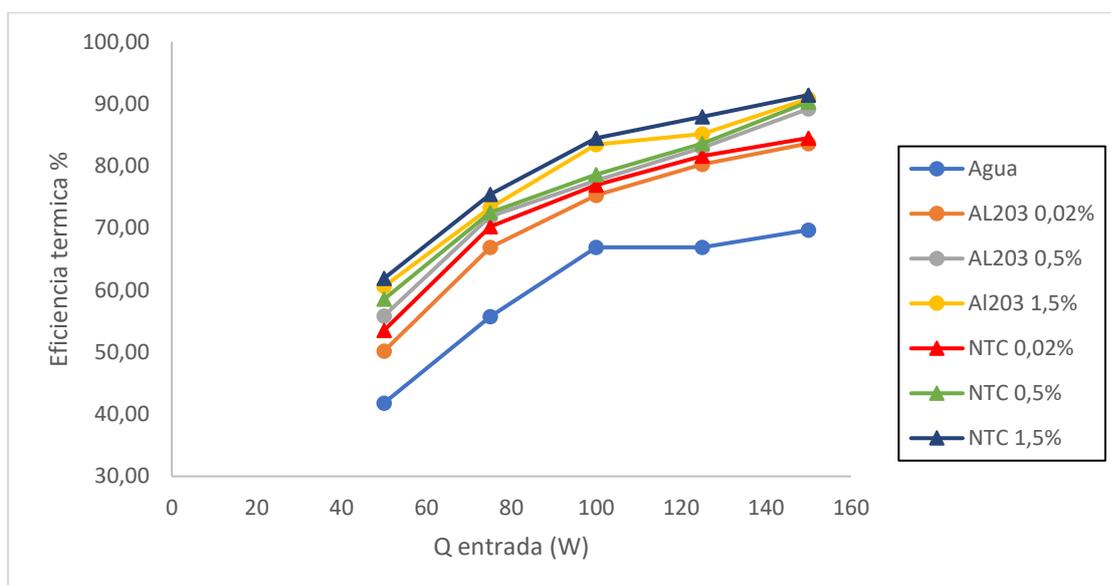
a)



b)



c)



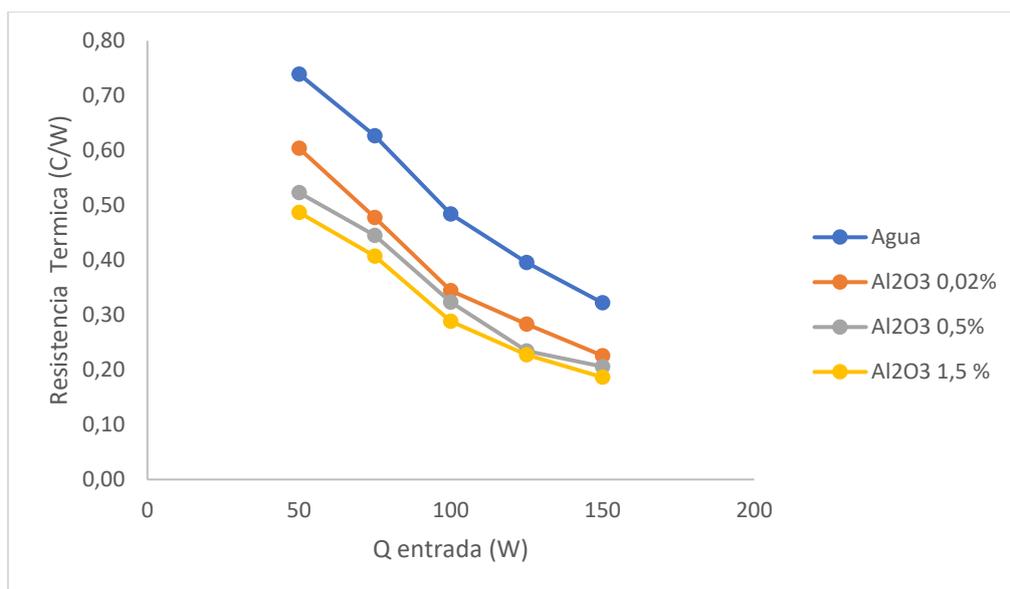
Nota. a) Agua destilada y nanofluidos de  $Al_2O_3$  b) Agua destilada y nanofluidos de NTC c)

Todos los fluidos de trabajo. Todas las gráficas corresponden al condensador sin aletas

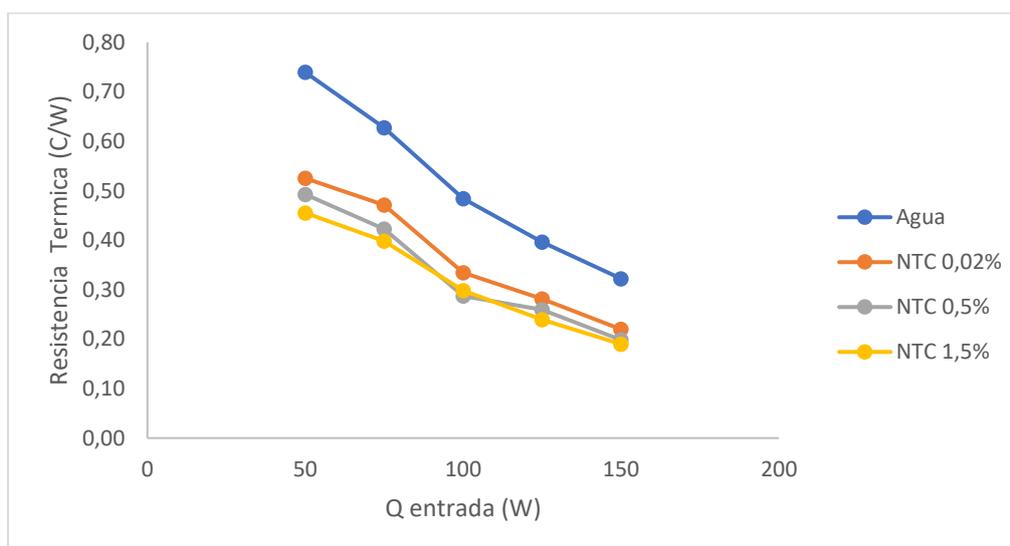
Figura 62.

Resistencia térmica vs Potencia para distintos tipos de fluido de trabajo

a)



b)



Nota. a) Agua destilada y nanofluidos de  $Al_2O_3$  b) Agua destilada y NTC. Todas las gráficas corresponden al condensador sin aletas.

En la Figura 61, se puede ver como la eficiencia aumenta con el uso de nanofluidos comparado con el agua destilada. Del mismo modo, se puede observar que la eficiencia térmica aumenta al aumentar la concentración de nanofluidos. Por ejemplo, en la gráfica a) para una potencia de 100W, usando una concentración del 1.5%. Se tiene un aumento de la eficiencia en un 9 y 7% en comparación con el 0.02 y 0.5% respectivamente. El fluido de trabajo que presentó mejores eficiencias fue el NTC al 1.5%. Como muestra de, para una potencia de 100 W, se tienen eficiencias del 66.9, 75.26, 77.66, 83.45, 76.93, 78.60 y 84.50% para los fluidos de trabajo agua destilada,  $Al_2O_3$  0.02%,  $Al_2O_3$  0.5%,  $Al_2O_3$  1.5%, NTC 0.02%, NTC 0.5% y NTC 1.5% respectivamente.

Como se puede ver en la Figura 62 (resistencias), la resistencia térmica decae según aumenta la concentración de nanopartículas. Por ejemplo, en la gráfica b) para una potencia de 125W se tienen resistencias térmicas de 0.28, 0.26 y 0.24 °C/W para concentraciones al 0.02, 0.5, 1.5% de NTC respectivamente.

### **Análisis económico**

La adición de nanopartículas al fluido base y aletas internas en el condensador demostraron aumentar la eficiencia térmica del termosifón, esto tiene una influencia sobre el ahorro energético que supondría para una planta industrial ecuatoriana. Teniendo en cuenta, un tiempo de funcionamiento del equipo de 20 horas al día, con funcionamiento de 7 días a la semana en un año tendremos 7280 horas de trabajo. La tarifa industrial en el Ecuador tiene un valor promedio de 8,58 cUSD/kWh.

### ***Ahorro por el uso de aletas internas***

Extrayendo los datos de la Figura 60 a), para una potencia de entrada de 150 W, se calcula las pérdidas en KWh al año y las pérdidas económicas que estas representan, como se detalla en la siguiente tabla:

**Tabla 10.**

*Ahorro de costos energéticos con el uso de aletas para 150 W*

<b>Aleteado</b>	<b>Eficiencia</b>	<b>Perdidas (KWh)</b>	<b>Perdidas USD</b>
<b>Sin aletas</b>	69,68	331,094	26,49
<b>4 aletas</b>	78,71	232,487	18,60
<b>6 aletas</b>	88,57	124,816	9,99
<b>8 aletas</b>	91,36	94,349	7,55

Como se observa en la Tabla 10, se tiene un ahorro de 18.94, 17.14 y 7.89 dólares al año con el uso de 8, 6 y 8 aletas en comparación al condensador sin aleteado.

### ***Ahorro por el uso nanofluidos de Al2O3***

Extrayendo los datos de la Figura 61 a), para una potencia de entrada de 150 W, se calcula las pérdidas en KWh al año y las pérdidas económicas que estas representan, como se detalla en la siguiente tabla:

**Tabla 11.**

*Ahorro de costos energéticos con el uso de Al2O3*

<b>Concentración %</b>	<b>Eficiencia</b>	<b>Perdidas (KWh)</b>	<b>Perdidas USD</b>
<b>0</b>	69,68	331,094	26,49
<b>0,02</b>	83,62	178,870	14,31
<b>0,5</b>	89,19	118,045	9,44
<b>1,5</b>	90,8	100,464	8,04

Como se observa en la Tabla 11, se tiene un ahorro de 12.18, 17.05 y 18,45 dólares al año con el uso de nanopartículas de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> en concentraciones del 0.02, 0.5 y 1.5 % en peso en comparación al agua destilada sin nanopartículas.

#### ***Ahorro por el uso nanofluidos de NTC***

Extrayendo los datos de la Figura 61 b), para una potencia de entrada de 150 W, se calcula las pérdidas en KWh al año y las pérdidas económicas que estas representan, como se detalla en la siguiente tabla:

**Tabla 12.**

*Ahorro de costos energéticos con el uso de NTC*

<b>Concentración %</b>	<b>Eficiencia</b>	<b>Perdidas (KWh)</b>	<b>Perdidas USD</b>
<b>0</b>	69,68	331,094	26,49
<b>0,02</b>	84,5	169,260	13,54
<b>0,5</b>	90,31	105,815	8,47
<b>1,5</b>	91,42	93,694	7,50

Como se observa en la Tabla 12, se tiene un ahorro de 12.95, 18.02 y 18,99 dólares al año con el uso de nanopartículas de NTC en concentraciones del 0.02, 0.5 y 1.5 % en peso en comparación al agua destilada sin nanopartículas.

#### ***Ahorro por el uso nanofluidos y aleteado interno***

Extrayendo los datos de la Figura 60, para una potencia de entrada de 150 W, se calcula las pérdidas en KWh al año y las pérdidas económicas que estas representan, como se detalla en la siguiente tabla:

**Tabla 13.**

*Ahorro de costos energéticos con el uso de nanofluidos y 8 aletas internas*

<b>Concentración %</b>	<b>Eficiencia</b>	<b>Perdidas (KWh)</b>	<b>Perdidas USD</b>
<b>0</b>	69,68	331,094	26,49
<b>Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 1.5%</b>	93,05	75,894	6,07
<b>NTC 1,5 %</b>	93,6	69,888	5,59

Como se muestra en la Tabla 13, se tiene un ahorro de 20.42 y 20,9 dólares al año con el uso de nanopartículas de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y NTC al 1.5% en peso con el condensador de 8 aletas en comparación al agua destilada sin nanopartículas y sin aleteado interno.

## Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones

### Conclusiones

- Se construyó un equipo para la realización de estudios experimentales sobre el rendimiento térmico de un termosifón cerrado de doble fase, cuyo condensador aleteado es intercambiable a diferentes configuraciones de 0, 4, 6 y 8 aletas internas.
- La adición de aletas internas en el condensador, utilizando agua destilada como fluido de trabajo, logra una mejora del rendimiento térmico en un 21, 26 y 36 % utilizando una configuración de 4, 6 y 8 aletas respectivamente. Por lo tanto, con agua destilada como fluido de trabajo, el condensador con 8 aletas es el más eficiente, presentando un 36% de mejora en el rendimiento térmico.
- Para potencias mayores a 125 W, la adición de más de cuatro aletas internas en el condensador, utilizando nanofluidos de  $Al_2O_3$  y NTC, no incrementan significativamente el rendimiento térmico del termosifón. Teniendo mejoras de 1.5 y 3 % usando 6 y 8 aletas respectivamente, en comparación a la configuración de 4 aletas.
- El uso de nanofluidos mejoró el rendimiento térmico del termosifón. La mayor eficiencia alcanzada usando  $Al_2O_3$  como fluido de trabajo se presentó a los 150 W, en la concentración de 1.5 % obtuvimos una eficiencia de 90.8%, siendo 21.12 % superior al fluido base; en la concentración de 0.5% con 89.19%, siendo 19.51% superior al fluido base; y para la concentración de 0.02% con 83.62%, siendo 13.94% superior al fluido base.
- La mayor eficiencia térmica alcanzada usando NTC como fluido de trabajo se presentó a los 150 W, en la concentración de 1.5 % obtuvimos una eficiencia de 91.42%, siendo 21.74 % superior al fluido base; en la concentración de 0.5% con 90.3%, siendo 20.63% superior al fluido base; y para la concentración de 0.02% con 84.5%, siendo 14.82% superior al fluido base. Por lo tanto, el fluido de trabajo más eficiente fue el nanofluido con NTC al 1.5%.

- La investigación experimental, determinó que el radio de llenado más eficiente fue de 100% del volumen del evaporador, para todas las configuraciones de aleteado interno. Teniendo una disminución en la resistencia térmica del 20.62 y 9.52% comparados con radios de llenado del 25 y 50% respectivamente. Similares tendencias se presentaron en todas las configuraciones de aleteado.

### **Recomendaciones**

- Comprobar que el termosifón sea a prueba de fugas, para ello es necesario realizar una prueba de vacío durante 24h a -15 inHg, en la cual se verificará que no exista cambios de presión dentro del termosifón.

- Para medidas y variaciones de potencia de entrada, es recomendable utilizar un Vatímetro, con el cual nos aseguraremos de la precisión de la potencia de entrada requerida durante la operación, al igual que la optimización de tiempo en la toma de datos, siendo esta una medida directa.

- Controlar la operación en orientación vertical del termosifón, por lo cual es recomendable utilizar un nivel y utilizar abrazaderas para fijar la posición en el transcurso de la operación del equipo.

- Para disminuir el margen de error de la toma de datos de temperaturas, es necesario utilizar equipos de medición los cuales tengan apreciación menor o igual a 0.1 °C

### Bibliografía

- Naresh, Y., & Balaji, C. (2018). Thermal performance of an internally finned two phase closed thermosyphon with refrigerant R134a: A combined experimental and numerical study. *International Journal of Thermal Sciences*, 126, 281–293.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.11.033>
- Tejas, S., Prafulla, P., & Dusane, B. (2016). A REVIEW ON HEAT TRANSFER ENHANCEMENT BY PASSIVE METHODS. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 03(09), 1567–1574.
- Allan, H., & Agilan, H. (2015). Experimental Analysis of Heat Transfer Enhancement Using Fins in Pin Fin Apparatus. *International Journal Of Core Engineering & Management*, 2(1), 123–132.
- Xu, Z., Zhang, Y., Li, B., Wang, C. C., & Ma, Q. (2018). Heat performances of a thermosyphon as affected by evaporator wettability and filling ratio. *Applied Thermal Engineering*, 129, 665–673. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.073>
- Chehrazi, M., & Moghadas, B. (2021). Experimental study of the effect of single walled carbon nanotube/water nanofluid on the performance of a two-phase closed thermosyphon. *Journal of the Serbian Chemical Society*, 86(3), 313–326.  
<https://doi.org/10.2298/jsc200628070c>
- Noie, S., Heris, S. Z., Kahani, M., & Nowee, S. (2009). Heat transfer enhancement using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluid in a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30(4), 700–705.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2009.03.001>
- Tijing, L. D., Pak, B. C., Baek, B. J., & Lee, D. H. (2006). A study on heat transfer enhancement using straight and twisted internal fin inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33(6), 719–726.  
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.02.006>

- Frank P. Incropera, D. P. (s.f.). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (Séptima ed.). Pearson Education.
- Lock, E. M. O. G. S. H. (1996). *Latent Heat Transfer: An Introduction to Fundamentals*; Oxford Engineering Science Series: 43 (Reprint ed.). Oxford University Press, USA.
- ESDU 80013. Heat Pipes—General Information on Their Use, Operation and Design. ESDU: ESDU International PLC; 1980
- Abdullahi, B., K. Al-dadah, R., & Mahmoud, S. (2019). Thermosyphon Heat Pipe Technology. *Recent Advances in Heat Pipes [Working Title]*.  
<https://doi.org/10.5772/intechopen.85410>
- Guel, A. M. L. (2012). *Nanotubos de carbono: funcionalización y aplicaciones biológicas*. scielo. [http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1870-01952012000300002](http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1870-01952012000300002)
- Gómez-Garzón, M. (2018). Nanomateriales, Nanopartículas y Síntesis verde. *Revista Repertorio de Medicina y Cirugía*, 27(2).  
<https://doi.org/10.31260/repertmedcir.v27.n2.2018.191>
- Mansha, M., Khan, I., Ullah, N., Qurashi, A., 2017. Synthesis, characterization and visible-lightdriven photoelectrochemical hydrogen evolution reaction of carbazole-containing conjugated polymers. *Int. J. Hydrogen Energy*.  
doi:10.1016/j.ijhydene.2017.02.053
- Das, S. K., Choi, S. U., Yu, W., & Pradeep, T. (2007). *Nanofluids: Science and Technology* (1.a ed.). Wiley-Interscience.
- Raveshi, M. R., Keshavarz, A., Mojarad, M. S., & Amiri, S. (2013). Experimental investigation of pool boiling heat transfer enhancement of alumina–water–ethylene glycol nanofluids. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44, 805–814.  
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.09.025>

- Gupta, M., Singh, V., Kumar, R., & Said, Z. (2017). A review on thermophysical properties of nanofluids and heat transfer applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74, 638–670. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.073>
- Einstein A. A new determination of molecular dimensions. *Ann Phys* 1906;19(2):289–306.
- Batchelor, G. (1977). The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. *Journal of Fluid Mechanics*, 83(1), 97-117.  
[doi:10.1017/S0022112077001062](https://doi.org/10.1017/S0022112077001062)
- Pak, B. C., & Cho, Y. I. (1998). HYDRODYNAMIC AND HEAT TRANSFER STUDY OF DISPERSED FLUIDS WITH SUBMICRON METALLIC OXIDE PARTICLES. *Experimental Heat Transfer*, 11(2), 151–170. <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>
- Yunus A. Cengel, M. A. (s.f.). *Termodinámica* (Octava ed.). Mc Graw Hill Education.
- Dehaj, M., & Mohiabadi, M. (2019). Experimental investigation of heat pipe solar collector using MgO nanofluids. 91-99.

**Anexos**