



Institución Universitaria

Influencia de diferentes concentraciones de surfactante y de nanopartículas de Al_2O_3 en el límite capilar de un tubo de calor operando con nanofluidos

Anderson Gallego Montoya

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de ingenierías

Medellín, Colombia

2018

Influencia de diferentes concentraciones de surfactante y de nanopartículas de Al_2O_3 en el límite capilar de un tubo de calor operando con nanofluidos

Anderson Gallego Montoya

Tesis o trabajo de investigación presentada(o) como requisito parcial para optar al título de:

Magister en Gestión energética industrial

Directores:

Ing. Bernardo Argemiro Herrera Múnera, MEng.

Ing. Karen Paola Cagua Madero, MEng.

Línea de Investigación:

Energía térmica

Grupo de Investigación:

MATyER

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de ingenierías

Medellín, Colombia

2018

Piensa en lo mejor que sería este mundo si la gente se sonríe con más frecuencia... no tienes que hablar, no tienes que estar de acuerdo en nada ¡todo lo que tienes que hacer es sonreír! La sonrisa rompe barreras; alivia la tensión, y es el primer paso para hacer un nuevo amigo.

Tom Giaquinto

A mis padres que me apoyaron en todo momento, ya que, a pesar de las duras circunstancias, nunca dejaron de luchar con todas sus fuerzas.

Agradecimientos

Primero que todo quiero darle gracias a Dios y a mis padres por su ayuda, su entrega, sus constantes oraciones y por todo su amor.

También, deseo expresar mi más sincero agradecimiento a mis directores de tesis, Bernardo Herrera y Karen Cagua, ya que se convirtieron en un verdadero apoyo en todos los aspectos de mi vida académica, laboral y personal.

También deseo agradecer a los profesores del grupo de materiales avanzados y energía (MATyER) del Instituto Tecnológico Metropolitano (ITM), en especial a los profesores Pedro Alvarado, Robison Buitrago y Juan Felipe Santa, por su continua ayuda. Adicionalmente, a todos los miembros del grupo, mis amigos, por todas sus enseñanzas, su energía y buena disposición. Entre otros, a Geraldine, Camilo, Fredy Esteban, Fredy Ordoñez, Wilson, Katherine, Alexander y Jorge.

Al Instituto Tecnológico Metropolitano (ITM) por la facilitación de los laboratorios. Así mismo a COLCIENCIA y a SAPIENCIA por el soporte financiero. A la Universidad de Vigo y en especial al Departamento de Física Aplicada y sus miembros, Manuel Martínez Piñeiro, Luis Lugo, David Cabaleiro y Miguel Ramos, por facilitarme sus instalaciones, acogirme y tratarme de gran manera durante mi pasantía.

Y finalmente, al Departamento de Química Instrumental y Analítica de Andercol, y en especial a Jesús Alberto Molina, Mayra Alejandra Giraldo y Fabian Navarro, por propiciar amablemente el espacio para el uso de algunos de sus equipos.

Resumen

En este trabajo se evaluó el efecto del uso nanofluidos de Al_2O_3 /agua estabilizados mediante surfactante SDBS en el rendimiento térmico y en el límite capilar de un tubo de calor. Se realizó un estudio previo de estabilidad mediante mediciones de absorbancia donde se usaron tres concentraciones de Al_2O_3 (0,1%; 0,5% y 1,0% p/p) y dos concentraciones de SDBS (0,064% y 0,32% p/p). Luego, los nanofluidos más estables fueron seleccionados para mediciones de viscosidad, tensión superficial y densidad y posteriormente se utilizaron en un tubo de calor para evaluar su efecto en el rendimiento térmico y el límite capilar. Los resultados de estabilidad muestran que el nanofluido más estable se obtuvo con una concentración de 0,5% p/p de Al_2O_3 y 0,32% p/p de SDBS. No obstante, en la evaluación en tubo de calor se obtuvo que el nanofluido con Al_2O_3 al 0,1% p/p y sin surfactante mejoró el rendimiento térmico y el límite capilar 5 W por encima del valor obtenido cuando se utilizó agua como fluido de trabajo.

Palabras clave: Tubo de calor, Nanofluidos, Límite capilar, Resistencia térmica, Conductividad térmica, Viscosidad, Tensión superficial.

Abstract

In this work, the effect of the use of Al_2O_3 /water nanofluids stabilized by SDBS in the thermal performance and capillary limit of a heat pipe was evaluated. A previous stability study by absorbance measurements was done using three Al_2O_3 concentrations (0.1, 0.5 and 1.0 wt.%) and two SDBS concentrations (0.064 and 0.32 wt.%). Then, most stable nanofluids were selected for measurements of viscosity, surface tension and density and subsequently were used in tests of thermal performance and capillary limit in a heat pipe. It was found that the most stable nanofluid was at Al_2O_3 and SDBS concentrations of 0.5 wt.% and 0.32 wt.%, respectively. However, in heat pipe test was obtained that the nanofluid with Al_2O_3 concentration of 0.1 wt.% and without surfactant, improved the thermal performance and capillary limit 5 W above the value obtained with water.

Keywords: Heat pipe, Nanofluids, Capillary limit, Thermal resistance, Thermal Conductivity, Viscosity, Surface tension.

Contenido

	<u>Pág.</u>
Resumen	XI
Lista de figuras	XV
Lista de tablas	XVII
Lista de Símbolos y abreviaturas	XVIII
Introducción	1
1. Marco teórico	5
1.1 Tubos de calor	5
1.1.1 Tipos de tubos de calor	7
1.1.2 Tipos de membranas o material capilar.....	7
1.1.3 Fluidos de trabajo.....	8
1.1.4 Límites de operación	11
▪ Limite capilar	12
▪ Limite de ebullición	15
▪ Limite de arrastre	18
▪ Limite viscoso	19
▪ Limite sónico.....	19
1.1.5 Propiedades térmicas.....	20
▪ Resistencia térmica	20
▪ Flux crítico de calor	22
▪ Conductividad térmica efectiva.....	23
1.2 Nanofluidos.....	23
1.2.1 Tipos de nanofluidos	25
1.2.2 Estabilidad de los nanofluidos	26
1.3 Surfactantes	28
1.3.1 Concentración crítica micelar	29
1.3.2 Métodos para medir la CMC.....	30
2. Estado del arte: Tubos de calor y nanofluidos	31
2.1 Nanofluidos estabilizados con surfactantes y propiedades termo-físicas	32
2.2 Rendimiento térmico y límite capilar de un tubo de calor	38
3. Metodología	43
3.1 Nanopartículas y aditivos químicos usados para la preparación de nanofluidos	43
3.2 Preparación, caracterización y selección de los nanofluidos.....	46

3.2.1	Preparación y selección de nanofluidos más estables.....	46
3.2.2	Medición de la estabilidad y de propiedades termo-físicas de los nanofluidos.....	48
▪	Medición de la conductividad térmica.....	48
▪	Medición de viscosidad.....	49
▪	Tensión superficial.....	50
▪	Medición de densidad.....	51
▪	Medición del pH.....	52
▪	Distribución y tamaño de partículas (DLS) y potencial Zeta.....	52
3.3	Montaje, instrumentación y puesta en marcha del tubo de calor.....	52
3.3.1	Montaje e instrumentación.....	53
3.3.2	Puesta en marcha.....	58
3.4	Consideraciones teóricas y análisis de incertidumbre.....	61
3.4.1	Rendimiento térmico.....	62
3.4.2	Límite capilar.....	63
3.4.3	Análisis de incertidumbre.....	65
4.	Resultados.....	67
4.1	Evaluación de la estabilidad de nanofluidos en estático.....	67
4.2	Evaluación de las propiedades termo-físicas de los nanofluidos.....	74
4.2.1	Medición de la conductividad térmica de los nanofluidos.....	74
4.2.2	Determinación del perfil reológico de los nanofluidos.....	78
4.2.3	Medición de la tensión superficial de los nanofluidos.....	82
4.2.4	Densidad de los nanofluidos.....	84
4.2.5	Resumen de estabilidad y de las propiedades termo-físicas de los nanofluidos.....	85
4.3	Evaluación del rendimiento térmico y del límite capilar de un tubo de calor operando con nanofluidos.....	88
5.	Conclusiones y recomendaciones.....	101
5.1	Conclusiones.....	101
5.2	Recomendaciones.....	102
A.	Anexo: Datos técnicos de los químicos y aditivos usados para la preparación de nanofluidos.....	105
	Datos técnicos del fabricante de Al_2O_3	105
	Datos técnicos del fabricante de SDBS.....	105
B.	Anexo: Características técnicas de los instrumentos usados en la preparación de nanofluidos.....	107
	Bibliografía.....	109

Lista de figuras

	<u>Pág.</u>
Figura 1-1 Diagrama básico de un tubo de calor	6
Figura 1-2 Algunos tipos de membranas para tubos de calor	8
Figura 1-3 Gráfico de Merit para algunos fluidos	9
Figura 1-4 Balance entre el diferencial de presión de un fluido y su la tensión superficial en una superficie curva	12
Figura 1-5 Relación entre el radio de curvatura y el radio efectivo capilar	13
Figura 1-6 Interfase de líquido-vapor dentro de un tubo de calor	14
Figura 1-7 Cavidad usada para ebullición nucleada	17
Figura 1-8 Red de resistencias térmicas en un tubo de calor.....	21
Figura 3-1(a) Imagen SEM de las nanopartículas de Al_2O_3 e (b) histograma de distribución de tamaño de partículas.	44
Figura 3-2 Esquema experimental de la preparación de nanofluidos	45
Figura 3-3 Montaje experimental para la medición de conductividad térmica	49
Figura 3-4 Reómetro de torque Physica MCR 101	50
Figura 3-5 <i>Drop volumen tensiometer</i> LAUDA TVT 2	51
Figura 3-6 Medidor Nanoplus para potencial Zeta y DLS.....	52
Figura 3-7 Distribución de termopares en el tubo de calor.....	54
Figura 3-8 Ensamblaje del tubo de calor.....	55
Figura 3-9 Montaje real del tubo de calor. (a) Instalación de la malla, (b) montaje sin aislamiento y (c) representación real y (d) gráfico de todo el montaje.	56
Figura 3-10 Conexión de la resistencia eléctrica.....	58
Figura 3-11 Llenado del tubo de calor	59
Figura 4-1 Resultado del análisis en estático del diseño factorial para diferentes concentraciones Al_2O_3 y SDBS	68
Figura 4-2 Resultado de la inspección visual de los nanofluidos	69
Figura 4-3 Variación de la absorbancia de los nanofluidos durante seis semanas.....	71
Figura 4-4 Cambio de pH y potencial Zeta de los nanofluidos de Al_2O_3	72
Figura 4-5 Variación del tamaño de partículas durante 6 semanas.....	74
Figura 4-6 Viscosidad de los nanofluidos de Al_2O_3 con respecto al aumento de <i>Shear rate</i> a temperaturas de (a) 10 °C, (b) 30 °C y (c) 50 °C.	80
Figura 4-7 Viscosidad de los nanofluidos de Al_2O_3 con respecto al cambio de concentración a temperaturas de (a) 10 °C, (b) 30 °C y (c) 50 °C.	81
Figura 4-8 Tensión superficial de los nanofluidos de Al_2O_3	84
Figura 4-9 Densidad de los nanofluidos de Al_2O_3	85

Figura 4-10 Respuesta térmica del tubo de calor con variaciones de potencia de entrada y diferentes nanofluidos.....	89
Figura 4-11 Cambio en la resistencia térmica bajo varias condiciones de potencia y con diferentes nanofluidos	91
Figura 4-12 Imágenes FE-SEM de la malla después de la operación con cada nanofluido	93
Figura 4-13 Ángulo de contacto para varias concentraciones de Al_2O_3 sobre una malla de acero inoxidable	95
Figura 4-14 Tiempo de mojado de una malla de acero inoxidable con el contacto de nanofluidos con varias concentraciones de Al_2O_3 y SDBS	96
Figura 4-15 (a) Resistencia térmica y (b) coeficiente de transferencia de calor bajo diferentes variaciones de potencia	98
Figura 4-16 Comparación del límite capilar teórico y experimental	99

Lista de tablas

	<u>Pág.</u>
Tabla 1-1 Algunos tipos de tubos de calor	7
Tabla 1-2 Fluidos de trabajo de un tubo de calor	10
Tabla 1-3 Conductividad térmica de varios materiales a 300 K.....	25
Tabla 1-4 Propiedades de algunos óxidos y sus nanofluidos	26
Tabla 2-1 Trabajos experimentales usando nanofluidos basados en nanopartículas de Al_2O_3	33
Tabla 2-2 Revisión de algunos trabajos experimentales que abordan las propiedades termo-físicas de los nanofluidos	35
Tabla 2-3 Trabajos experimentales usando tubos de calor	40
Tabla 3-1 Diseño experimental para la preparación de nanofluidos	46
Tabla 3-2 Orden de preparación de nanofluidos de Al_2O_3 con SDBS	47
Tabla 4-1 Nanofluidos seleccionados para la medición de las propiedades termo-físicas y para las pruebas en tubo de calor	68
Tabla 4-2 Conductividad térmica del agua experimental y a partir de la literatura.	75
Tabla 4-3 Conductividad térmica de los nanofluidos a diferentes temperaturas	77
Tabla 4-4 Resumen de estabilidad y propiedades termo-físicas	87

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
<i>A</i>	Área	m^2
<i>C</i>	Coeficiente de correlación	
<i>d</i>	Diámetro o espesor de hilo	m
<i>e</i>	Espesor de la malla	m
<i>f_v</i>	Coeficiente de fricción	
<i>g</i>	Gravedad	m/s^2
<i>h</i>	Coeficiente de transferencia de calor convectivo	$W/m^2 \cdot K$
<i>I</i>	Corriente eléctrica	<i>A</i>
<i>K</i>	Permeabilidad	m^2
<i>k</i>	Conductividad térmica	$W/m \cdot K$
<i>L</i>	Longitud	m
<i>M</i>	Número de Merit	kg/s^3
<i>m</i>	Masa	kg
<i>N</i>	Número de malla	$1/m$
<i>P</i>	Presión	<i>Pa</i>
<i>P_t</i>	Potencia	<i>W</i>
<i>Q</i>	Flujo de calor	<i>W</i>
<i>q</i>	Flux de calor	W/m^2

Símbolo	Término	Unidad SI
R	Resistencia térmica	K/W
R_{cu}	Radio de curvatura	m
Re	Número de Reynolds	
R_g	Constante de universal de los gases	$J/kg \cdot K$
r	Radio	m
T	Temperatura	K
V	Volumen	m^3
V_t	Voltaje	V
V_w	Volumen del material poroso	m^3
z	Resistencia térmica equivalente	K/W
ΔP	Diferencial de presión	Pa
Δp	Diferencial de presión en la interfase líquido-vapor	Pa
ΔT	Diferencial de temperatura entre condensador y evaporador	K
ΔT_{crit}	Diferencial de temperatura entre la temperatura de superficie y la temperatura de saturación	K

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI
σ	Tensión superficial	N/m
θ	Ángulo de contacto	$^\circ$
μ	Viscosidad dinámica	$N \cdot s/m^2$
ρ	Densidad	kg/m^3
λ	Calor latente de vaporización	$J/kg \cdot K$

Símbolo	Término	Unidad SI
ψ	Ángulo de inclinación del tubo	°
π	Pi	
ε	Porosidad del material capilar	

Subíndices

Subíndice	Término
a	Zona adiabática
b	Burbuja
c	Capilar
e	Evaporador
eff	Efectiva
g	Gravedad
h	Hidráulico
i	Interno del tubo
l	Líquido
s	Superficies
sat	Saturación
T	Total
v	Vapor
wall	Pared

Superíndices

Superíndice	Término
n	Exponente, potencia

Abreviaturas

Abreviatura Término

Al_2O_3	Óxido de aluminio o Alúmina
<i>CHF</i>	Flujo crítico de calor
<i>CMC</i>	Concentración crítica micelar
<i>Cu</i>	Cobre
<i>CuO</i>	Óxido de cobre
<i>DLS</i>	Dispersión dinámica de luz
<i>GA</i>	Goma arábica
<i>HTC</i>	Coefficiente de transferencia de calor
<i>HVAC</i>	Sistemas de calentamiento, ventilación y aire acondicionado
<i>IEP</i>	Punto isoelectrico
<i>MgO</i>	Óxido de magnesio
<i>PVP</i>	Polivinilpirrolidona
<i>SDBS</i>	Sodio dodecil benceno sulfonato
<i>SDS</i>	Dodecilsulfato sódico
<i>SiC</i>	Carburo de silicio
SiO_2	Dióxido de silicio
TiO_2	Dióxido de titanio o Titania
<i>ZnO</i>	Óxido de cinc

Introducción

Actualmente, alrededor del mundo una de las principales preocupaciones es la reducción de emisiones de gases contaminantes a la atmósfera y con ello la mejora en los sistemas que causan estas emisiones (Cacua, Amell, & Cadavid, 2012). La producción de energía y los sistemas de transferencia de energía térmica son las principales fuentes de contaminación, esto causado por la actividad humana, ya que, cada año, millones de toneladas de contaminantes son liberados a la atmósfera desde fuentes como los vehículos, las fábricas, las plantas de generación eléctrica, el uso de biomasa, entre otros (OECD/IEA, 2016). Además, con el aumento poblacional y los sistemas eléctricos modernos, la demanda de energía ha ido incrementando conforme pasan los años (Chmielewski, 2008). Por esta razón, políticas gubernamentales han apuntado a la mejora y a la creación de tecnologías que puedan aumentar la eficiencia de estos sistemas y con esto reducir la emisión de gases contaminantes y su efecto en nuestro planeta (Cacua, Villalba, Herrera, & Gallego, 2016).

Dado que el 70% de la energía usada en el mundo es energía térmica, los tubos de calor nacen como una de las tecnologías más aceptadas para el aumento en la eficiencia del uso energético, ya que, pueden ser implementados en sistemas de recuperación, transferencia y almacenamiento de energía en forma de calor (Bai, Zhang, Lin, He, & Wen, 2015; Chan, Siqueiros, Ling-Chin, Royapoor, & Roskilly, 2015). Estos son dispositivos son altamente eficientes, debido a las altas tasas de transferencia de calor comparadas con los sistemas convencionales de transporte de energía, porque toman ventaja de la transferencia de calor latente de vaporización a bajos gradientes de temperatura (Poplaski, 2014; Poplaski, Benn, & Faghri, 2017). Adicionalmente, operan bajo los fenómenos de evaporación y

condensación de un fluido de trabajo presente en su interior, además del flujo por bombeo capilar mediante un material poroso (Reay & Kew, 2006).

Los tubos de calor han sido ampliamente usados en sistemas electrónicos, refrigeración, intercambiadores de calor, paneles solares, celdas de combustibles, sistemas de calentamiento, ventilación y aire acondicionado, manejo térmico de baterías de ion de litio de carros eléctricos y sistemas de almacenamiento de energía, debido a su flexibilidad constructiva y a su alto rendimiento térmico (Chaudhry, Hughes, & Ghani, 2012; Srimuang & Amatachaya, 2012). No obstante, estos dispositivos están limitados por el tipo fluido de trabajo, las condiciones de operación, material y disposición del capilar y su configuración geométrica. Las cuales, a su vez generan problemas para aumentar el rendimiento térmico y traen consigo limitantes en la operación (Brahim, Dhaou, & Jemni, 2014; Jafari, Franco, Filippeschi, & Di Marco, 2016).

Uno de los límites de operación más comunes en tubos de calor es el límite capilar, el cual ocurre a ciertas condiciones de operación y se refiere al momento en el que el tubo de calor deja de operar debido a que cesa la capacidad de bombeo capilar (Kim & Bang, 2016), esto hace que se deteriore el rendimiento térmico del tubo y en muchos casos, este deja de operar (Bertoldo Junior, Vlassov, Genaro, & Guedes, 2015). Por lo tanto, a nivel de literatura se han adelantado esfuerzos para la modificación del límite capilar y con ello el aumento en el rendimiento térmico del tubo de calor. Uno de los métodos más comunes es el uso de nanofluidos (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, Toprak, & Muhammed, 2015), los cuales, son una suspensión coloidal de nanopartículas sólidas en un fluido base (Buschmann, 2013) que nacen con la idea de mejorar las propiedades térmicas de esos fluidos (Choi, 1995). En tubos de calor, se han reportado aumentos importantes en el límite capilar y con ello en su rendimiento térmico (Kumaresan, Venkatachalapathy, & Asirvatham, 2014)

No obstante, el uso de nanofluidos trae consigo problemas como la estabilidad, ya que, las nanopartículas en constante movimiento Browniano y sujetas a fuerzas de van der Waals pueden aglomerarse fácilmente y con ello sedimentar (Arthur & Karim, 2016; Kamatchi & Venkatachalapathy, 2015; Solangi et al., 2015), lo que trae problemas en su uso dentro de sistemas como los tubos de calor, debido a que grandes aglomerados pueden generar obstrucciones de los poros del material capilar, generar una resistencia térmica adicional y aumentar la viscosidad del fluido base (Azmi, Sharma, Sarma, Mamat, & Najafi, 2014; Sureshkumar, Mohideen, & Nethaji, 2013a). Por esta razón, se han usado métodos de dispersión como el uso de agentes químicos como los surfactantes, los cuales pueden aumentar la dispersión de nanopartículas en los fluidos base (Chauris et al., 2015), sin embargo, los surfactantes a su vez traen problemas como la disminución de la conductividad térmica, el aumento en la viscosidad, la disminución de la tensión superficial y el cambio en el ángulo de mojado del fluido con respecto al material capilar (Jang & Choi, 2004; Zhen H. Liu, Li, & Bao, 2010).

A pesar de esto, en la literatura no se halló un estudio experimental que determinara el efecto del uso combinado de nanopartículas y de surfactante, en el rendimiento térmico y en el límite capilar de un tubo de calor cilíndrico con malla como material capilar. Por esta razón, se plantearon los siguientes objetivos.

Objetivo General

- Evaluar experimentalmente la influencia de la concentración de surfactante y de nanopartículas en el rendimiento térmico y el límite capilar de un tubo de calor operando con nanofluidos.

Objetivos Específicos

- Determinar experimentalmente la influencia de la concentración de nanopartículas y concentración de surfactante en el rendimiento térmico de un tubo de calor con nanofluido

- Establecer el efecto de la concentración de nanopartículas y surfactante en el nanofluido sobre el límite capilar de un tubo de calor.

Para lograr estos objetivos, en esta tesis se realizó un estudio experimental usando un tubo de calor cilíndrico en orientación horizontal y con el uso de nanofluidos, los cuales combinaban diferentes concentraciones de nanopartículas de Al_2O_3 y surfactante SDBS. Para la selección de los nanofluidos, se realizó una evaluación en estático donde se seleccionaron los seis nanofluidos más estables. Posteriormente, estos nanofluidos fueron replicados y se midieron sus propiedades termo-físicas, para finalmente, evaluar el efecto de esos nanofluidos en el rendimiento térmico y en el límite capilar del tubo de calor.

1. Marco teórico

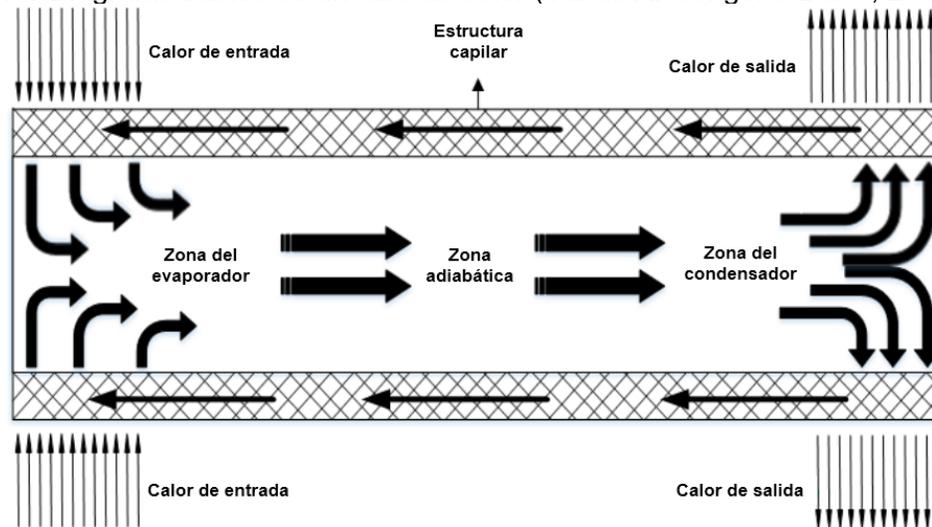
1.1 Tubos de calor

Los tubos de calor son dispositivos pasivos que operan entre dos fases, y pueden transferir grandes cantidades de calor con mínima caída de temperatura (Kole & Dey, 2013; Sureshkumar et al., 2013a). En la Figura 1-1 se muestra un esquema básico del funcionamiento de un tubo de calor, el cual se basa en los fenómenos de evaporación, condensación y capilaridad de un fluido de trabajo existente en su interior (Jiao, Xia, & Wang, 2014). En la zona del evaporador, se adiciona energía y el fluido de trabajo se evapora. Como consecuencia de esto, se produce una diferencia de presión entre cada extremo del tubo, y se produce el flujo de fluido, el cual viaja en forma de vapor por el núcleo del tubo de calor hasta llegar al condensador. Una vez en la zona del condensador, el calor es disipado en un sumidero y el fluido se condensa (Chan et al., 2015), retornando al evaporador por fuerzas capilares, completando el ciclo (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, & Toprak, 2015a).

Al interior del tubo de calor se encuentran un material capilar, el cual puede estar fabricado de fibras, mallas metálicas, surcos acanalados, entre otros. El capilar cumple la función de retorno del fluido en fase líquida desde el condensador al evaporador y en dirección contraria al movimiento del vapor, lo que posibilita el funcionamiento del tubo de calor en cualquier posición e incluso en condiciones de ingravidez (Alawi, Sidik, Mohammed, & Syahrullail, 2014; Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, Toprak, et al., 2015). El movimiento del fluido se da por la presión capilar, la cual se genera cuando se pone en contacto el fluido condensado con el material capilar. Esto genera un diferencial de presión en la interfase del fluido. En tubos de calor, la presión de bombeo capilar debe ser mayor que las pérdidas de presión por fenómenos como la caída de presión por la fuerza gravitacional y la caída de presión del flujo tanto en fase líquida como en fase gaseosa, esto determina la máxima capacidad de bombeo capilar y con ello la circulación del fluido en estado líquido por el material capilar (Ochterbeck, 2003).

En condiciones ideales de diseño de tubos de calor, donde se cumplan las condiciones de capilaridad, flujo de calor, condiciones geométricas, entre otras, fácilmente se obtendría una alta velocidad de transferencia de calor en comparación con conductores térmicos sólidos, esto es debido al transporte de calor latente de vaporización del fluido de trabajo (Chan et al., 2015)

Figura 1-1 Diagrama básico de un tubo de calor (Yunus A. Cengel & Boles, 2009)



No obstante, la viabilidad de la aplicación de los tubos de calor está determinada por la medida de la capacidad de transferencia o disipación de calor, por tal razón, el rendimiento de éstos depende en gran medida de parámetros como la geometría, el fluido de trabajo, el material capilar, la temperatura de operación y el flujo de calor aplicado en la zona de evaporación (Kole & Dey, 2013). De esta manera, son usados en una amplia gama de aplicaciones, entre las que destacan los sistemas electrónicos (Babita, Sharma, & Gupta, 2016; Reay & Harvey, 2012), paneles solares (Nithyanandam & Pitchumani, 2013), intercambiadores de calor (Brahim & Jemni, 2015; Han & Zou, 2015), celdas de combustible (Oro & Bazzo, 2015), sistemas HVAC (Calentamiento, ventilación, aire acondicionado y refrigeración, por sus siglas en inglés) (Chan et al., 2015), gestión térmica de baterías de ion de litio de carros eléctricos (Greco, Cao, Jiang, & Yang, 2014), y sistemas de almacenamiento de energía (Shabgard et al., 2015).

1.1.1 Tipos de tubos de calor

Existen diferentes tipos de tubos de calor que dependen de la aplicación, de la acción capilar del tubo de calor, de la posición, de la diferencia de presión y, en algunos casos, de la fuerza centrípeta. Sin embargo, es más común encontrar tubos de calor verticales u horizontales (Reay & Kew, 2006). Chan et al., (2015) en su revisión del estado del arte mencionó algunos de los tubos de calor más usados en la literatura, los cuales se muestran en la Tabla 1-1.

Tabla 1-1 Algunos tipos de tubos de calor (Chan et al., 2015)

Tipo de tubo de calor	¿Cuenta con membrana?	Modo de retorno del líquido
Tubos de calor convencionales	Si	Acción capilar
Tubos de calor de conductancia variable	Si	Acción capilar
Diodos térmicos o termosifones	No	Gravedad
Microtubos de calor de forma no circular	No es necesaria	Acción capilar
Tubo de calor de lazo cerrado	Tiene membrana primaria y secundaria	Acción capilar
Tubo de calor pulsante	No es necesaria	Acción capilar y diferencial de presión
Tubo de calor de sorción	Si	Acción capilar y sorción
Tubo de calor giratorio	No es necesaria	Fuerza centrípeta

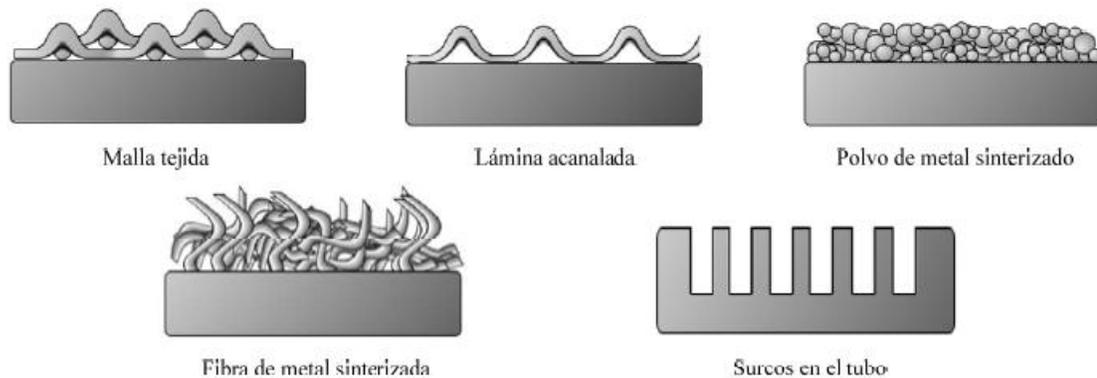
1.1.2 Tipos de membranas o material capilar

El material capilar o membrana o el capilar juega un papel crucial en un tubo de calor que dependa de las fuerzas capilares, para el retorno de fluido en forma líquida al evaporador después de haberse condensado. El diseño del material capilar, por lo tanto, debe reunir ciertas características sujetas al tipo de aplicación y a las condiciones de operación del tubo de calor, por ejemplo, el rendimiento térmico de los tubos de calor está estrechamente

ligados al espesor, al tamaño de los poros y a la porosidad de la membrana (Ochterbeck, 2003). De esta manera, al construir una membrana, los poros deberían ser lo más grandes posibles, ya que esta característica ayuda a disminuir la resistencia al flujo del líquido. Pese a esto, ciertos valores de poros demasiado grandes pueden afectar la tensión superficial y las fuerzas capilares del líquido, haciendo que fácilmente puede ser arrastrado por el vapor que fluye a altas velocidades (DUNN et al., 1994).

Las estructuras de mallas porosas típicamente pueden ser de mallas tejidas o apantalladas, polvo de metal sinterizadas o canales axiales (Chan et al., 2015), la Figura 1-2 se muestran los materiales capilares típicos de los tubos de calor presentados por Duarte, (2007). Sin embargo, no son los únicos tipos de membranas existentes, ya que existen otros tipos de materiales capilares como los anulares, de luneta y de arteria. Capilares un poco más avanzadas tanto en construcción como en aplicación, son los compuestos y unifican uno o varios tipos de capilares (Ochterbeck, 2003)

Figura 1-2 Algunos tipos de membranas para tubos de calor (Duarte, 2007)



1.1.3 Fluidos de trabajo

La selección de un fluido de trabajo depende del rango de operación de un tubo de calor y a sus propiedades termo-físicas (Dilip, 2005). Un criterio de selección de un fluido de trabajo está dado por el número de Merit (M), el cual debería ser máximo para hallar un óptimo rendimiento (Reay & Kew, 2006). La definición matemática del número de Merit se muestra en la ecuación (1.1)

$$M = \frac{\sigma \lambda \rho}{\mu} \quad (1.1)$$

Donde:

M : Número de Merit

σ : Tensión superficial del fluido

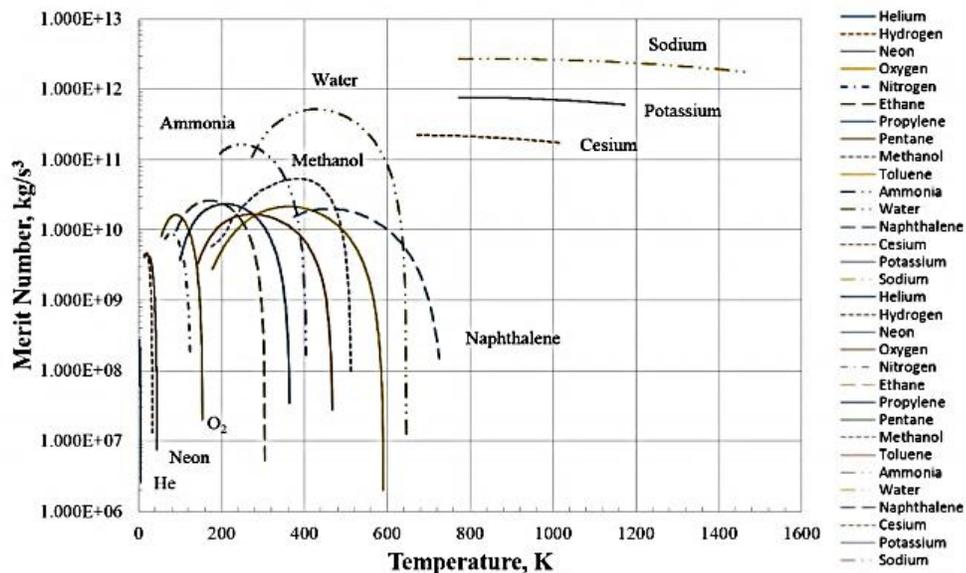
λ : Calor Latente del fluido

ρ : Densidad del fluido

μ : Viscosidad del fluido

Algunos investigadores, han adelantado esfuerzos en mostrar cuales son los fluidos de trabajo apropiados para cierto rango de operación, en la Figura 1-3 se muestra un gráfico de Merit obtenido por Brouwer (2016), donde se observa un rango de temperatura para los cuales el número de Merit se hace máximo, allí es donde estos fluidos en la práctica se pueden usar.

Figura 1-3 Gráfico de Merit para algunos fluidos (Brouwer, 2016)



Dentro de los fluidos más comunes en un tubo de calor está el agua, con un número de Merit superior al de algunos compuestos orgánicos y alcoholes, esto se debe a que el agua posee alta tensión superficial y alto calor latente si se compara con los demás fluidos de trabajo. En la Tabla 1-2 se muestra un resumen de algunos de los fluidos de trabajo típicos en un tubo de calor obtenido por Faghri (2014).

Tabla 1-2 Fluidos de trabajo de un tubo de calor (Faghri, 2014)

Fluido	Temperatura del punto triple (K)	Temperatura de ebullición (K)	Temperatura del punto crítico (K)	Presión del punto crítico (bar)
Sustancias puras				
Agua	273,16	273,15	647	218,3
Azufre	386	718	1314	
Mercurio	243	630	1765	1510
Potasio	336,35	1032	2239	158
Sodio	370,98	1156	2573	345
Yodo	387	458	785	116
Cesio	301,6	941	2045	114,7
Fluidos orgánicos				
Naftalina	353,5	490	748,4	40
Fenol	314	455	694	59
Tolueno	178,15	384	592	40,5
Difenil	343	727	780	34,5
Mezcla de difenil y óxido de difenil	285	530	770	31
Parafina	216	399	569	24,6

Finalmente, para la selección del fluido de trabajo se debe tener en cuenta los siguientes parámetros (Dilip, 2005):

- Debe existir una compatibilidad entre el fluido de trabajo, el contenedor y el material capilar. Dado que una reacción podría generar gases no condensables dentro del tubo y se degradaría su rendimiento térmico.
- Los fluidos de trabajo deben presentar estabilidad térmica. Ya que, por ejemplo, los fluidos orgánicos se descomponen en diferentes compuestos, lo cuales necesitan

mantener la temperatura bajo ciertos valores. Esto porque muchas veces el tubo puede actuar como catalizador a altas temperaturas y el funcionamiento se vería afectado. Sin embargo, este no es un problema para fluidos inorgánicos.

- Se debe garantizar que el fluido moje el material capilar y el contenedor, ya que, la capilaridad y la ebullición pueden ser fenómenos que ocurren más fácilmente y mejoran el rendimiento térmico del tubo, si existe un fluido que moja.

- En los tubos de calor debe asegurarse que el fluido tenga alto calor latente de vaporización y alta conductividad térmica. Ya que, la transferencia de calor de un tubo de calor está en función del calor latente, así como el rendimiento térmico. Además, el calor latente permite alta transferencia de calor a bajos gradientes de temperatura. No obstante, la conductividad térmica es comparativamente menor que el calor latente y esto se convierte en un problema en la sección del condensador.

1.1.4 Límites de operación

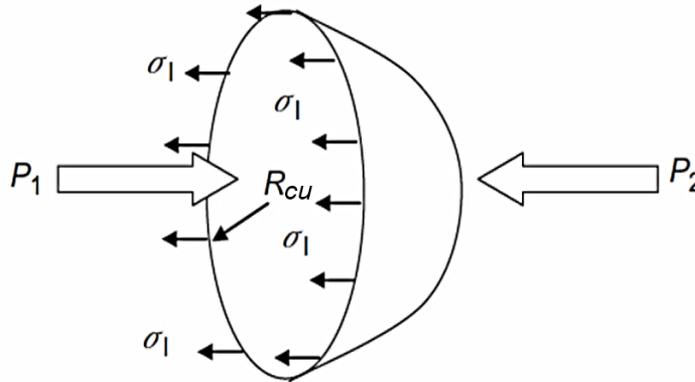
Si se tiene en cuenta que un tubo de calor opera bajo condiciones isotérmicas, los límites de operación están ligados a la máxima cantidad de calor que puede ser transferida por el dispositivo. Por lo general, cuando el tubo de calor entra en límites de operación, el ciclo líquido-vapor dentro del tubo es perturbado y el secado de la zona de evaporación es inevitable (Kücük, 2007). De esta manera, cuando el evaporador no cuenta con suministro de fluido, el dispositivo no puede continuar transfiriendo calor. Los límites de operación dependen particularmente de la temperatura de operación, del tamaño y la forma del tubo, de las propiedades termo-físicas del fluido y de la estructura del material capilar (Dilip, 2005).

Los límites de operación más comunes en un tubo de calor son el límite capilar, límite de ebullición, límite de arrastre, límite viscoso y límite sónico. Para ciertas condiciones ambiente y temperaturas de trabajo, estos límites de operación determinarán el rendimiento del tubo de calor (Yadavalli, 2014).

▪ Limite capilar

La presión capilar es uno de los fenómenos principales detrás de la operación de un tubo de calor. La cual se da como consecuencia de las fuerzas que actúan en la superficie curva de un fluido líquido. En la Figura 1-4 se puede observar un balance de cuerpo libre de una porción de fluido sobre su superficie. Donde, la diferencia de presión entre las superficies cóncavas y convexas deben estar en equilibrio con la tensión superficial (Reay & Kew, 2006).

Figura 1-4 Balance entre el diferencial de presión de un fluido y su la tensión superficial en una superficie curva (Reay & Kew, 2006)



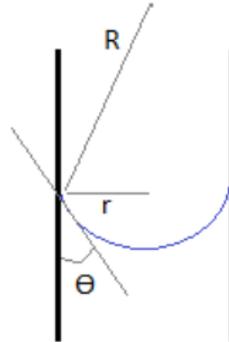
La descripción matemática de esta situación está dada por la ecuación (1.2).

$$2\pi R_{cu}\sigma_l = (P_1 - P_2)\pi R^2 \quad (1.2)$$

Resolviendo en función del diferencial de presión ($P_1 - P_2$), el cual puede ser representado como ΔP_c , se obtiene que la presión capilar puede estar en función de la tensión superficial y del radio de curvatura, según lo muestra la ecuación (1.3).

$$\Delta P_c = \frac{2\sigma_l}{R_{cu}} \quad (1.3)$$

Teniendo en cuenta la sección transversal de un material capilar de un tubo de calor, como lo muestra la Figura 1-5, se puede establecer mediante la ecuación (1.4) la relación existente entre el radio de curvatura, el radio efectivo capilar (r_c) y el ángulo de contacto.

Figura 1-5 Relación entre el radio de curvatura y el radio efectivo capilar (Brouwer, 2016)

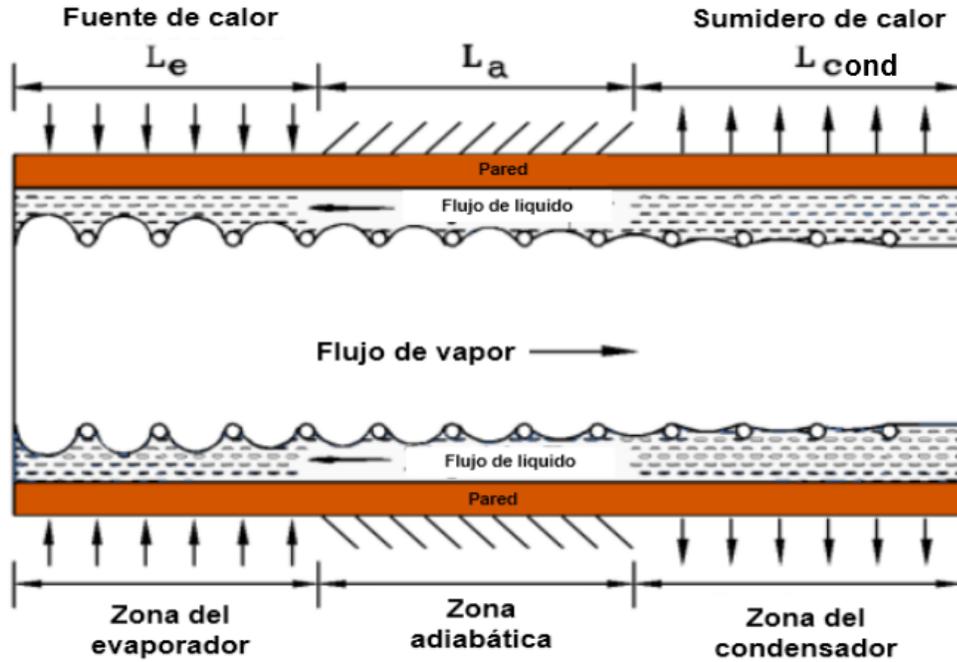
$$\cos \theta = \frac{r_c}{R_{cu}} \quad (1.4)$$

De esta manera si se sustituye la ecuación (1.4) en la ecuación (1.3), se obtendría que la ecuación general de la presión capilar está dada por la ecuación (1.5)

$$\Delta P_c = \frac{2\sigma_1}{r_c} \cos \theta \quad (1.5)$$

En la Figura 1-6 se muestra la curvatura del fluido dentro del material capilar con respecto a las secciones del tubo de calor operando en condiciones de estado estacionario. Se puede notar el cambio de la curvatura en la sección del evaporador y el condensador debido a la variación de tensión superficial, la cual ocurre como consecuencia de la temperatura en cada zona y del cambio de fase del fluido.

Figura 1-6 Interfase de líquido-vapor dentro de un tubo de calor (Brouwer, 2016)



Estos fenómenos de cambio de curvatura podrían expresarse mediante la modificación de la ecuación (1.5), como lo muestra la ecuación (1.6)

$$\Delta P_c = 2\sigma_1 \left(\frac{\cos \theta_e}{r_{c,e}} - \frac{\cos \theta_c}{r_{c,cond}} \right) \quad (1.6)$$

Donde:

θ_e : Ángulo de contacto en el evaporador

θ_c : Ángulo de contacto en el condensador

$r_{c,e}$: Radio efectivo capilar en el evaporador

$r_{c,cond}$: Radio efectivo capilar en el condensador

No obstante, para obtener la máxima presión capilar se puede asumir que el radio efectivo capilar en el condensador tiende al infinito. Por esta razón, la ecuación (1.5) finalmente, describiría alta presión de bombeo capilar, con la condición de que la tensión superficial sea alta en comparación a un radio efectivo capilar reducido (Brouwer, 2016).

En operaciones normales en un tubo de calor, hay un flujo de líquido y de vapor, porque existe presión capilar (ΔP_c) a causa de fluido mojando el material capilar y a un menisco formado en la interfase líquido-vapor. Adicionalmente, dentro de un tubo de calor existen gradientes de presión debido al cambio de fase en el evaporador (ΔP_e) y en el condensador (ΔP_{cond}), a la gravedad (ΔP_g) y gradientes de presión de vapor (ΔP_v) y de líquido (ΔP_l). De esta manera, en condiciones normales de operación el límite capilar podría expresarse como lo muestra la ecuación (1.7), donde también influyen las pérdidas por viscosidad y efectos inerciales (Küçük, 2007).

$$\Delta P_c \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_e + \Delta P_{cond} + \Delta P_g \quad (1.7)$$

No obstante, si la presión de bombeo capilar es menor que todos los gradientes de presión mencionados, se configura el límite capilar, el cual determina el flujo de calor máximo, limitando la operación de los tubos de calor (Reay & Harvey, 2012), es decir, cuando se excede el límite capilar la interface generada por el líquido y el vapor desaparece, ocasionando que la sección del evaporador se seque y se sobrecaliente y de esta manera, se inutiliza la función capilar y el tubo de calor (Duarte Rocha, 2007).

▪ Límite de ebullición

En particular, los demás límites de operación, son fenómenos axiales, mientras que el límite de ebullición es un fenómeno radial, el cual ocurre cuando el flujo de calor entrante al condensador es mucho más alto que la temperatura de saturación del fluido (Dilip, 2005). Se entiende que en la sección del evaporador o curre ebullición durante el proceso de evaporación. Sin embargo, a medida que incrementa el flujo de calor, se puede alcanzar un régimen de ebullición de película, lo cual evita que el líquido proveniente del condensador retorne y ese impedimento causa secado de la sección del evaporador (Yadavalli, 2014). Para que esto suceda, debe existir una temperatura donde no haya una clara distinción fundamental entre el líquido y el vapor del fluido de trabajo, es decir, se alcance la temperatura crítica (ΔT_{crit}), la cual es mucho más alta que la temperatura de saturación del fluido (Küçük, 2007).

La formación de burbujas durante una ebullición nucleada está sujeta a las rugosidades o cavidades presentes en la superficie de transferencia de calor. En la Figura 1-7 se muestra

que la ebullición nucleada está regida por la relación entre la diferencia de presión que ocurre en la interfase líquido-vapor, la tensión superficial del fluido y el radio de la burbuja o del sitio de nucleación como lo expresa la ecuación (1.8).

$$\Delta p = \frac{2\sigma}{r_b} \quad (1.8)$$

Donde:

Δp : Diferencia de presión en la interfase líquido-vapor

σ : Tensión superficial del fluido

r_b : Radio de la burbuja

El cálculo del diferencial de temperatura crítica puede ser calculado mediante la ecuación (1.10) y los resultados pueden dar muy aproximados a resultados experimentales. Ya que, el modelo supone que existen burbujas en todas las cavidades o rugosidades (Brouwer, 2016).

Figura 1-7 Para que la burbuja de vapor crezca, debe existir una diferencia entre la temperatura de saturación y la temperatura de la superficie de transferencia de calor, esto se indica mediante la relación de Clausius-Clapeyron con la ecuación (1.9)

$$\frac{\Delta p}{\Delta T_{crit}} = \frac{\lambda}{T_{sat} \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right)} \quad (1.9)$$

Donde:

λ : Calor latente de vaporización

ρ_v : Densidad del vapor

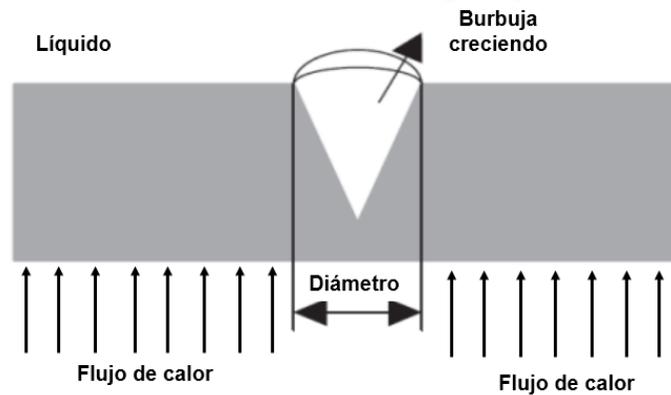
ρ_l : Densidad del líquido

Luego, a altas temperaturas, la densidad del vapor es mucho más pequeña que la densidad del líquido y, por lo tanto, el valor de $\left(\frac{1}{\rho_l}\right)$ tiende a cero y puede ser despreciado. Así, reemplazando la ecuación (1.8) y resolviendo la ecuación (1.9) en términos del diferencial de temperatura crítica, se obtendría como resultado la ecuación (1.10) que indica el diferencial de temperatura al cual inicia la ebullición nucleada.

$$\Delta T_{crit} = \frac{2\sigma T_{sat}\lambda}{\rho_v h_{lv} r_b} \quad (1.10)$$

El cálculo del diferencial de temperatura crítica puede ser calculado mediante la ecuación (1.10) y los resultados pueden dar muy aproximados a resultados experimentales. Ya que, el modelo supone que existen burbujas en todas las cavidades o rugosidades (Brouwer, 2016).

Figura 1-7 Cavidad usada para ebullición nucleada (Brouwer, 2016)



De esta manera, además del diferencial de temperatura crítica entre el fluido y la superficie de transferencia de calor, otros parámetros, son fundamentales para la formación de burbujas, entre ellos, el número y tamaño de sitios de nucleación. Por lo que, mediante la ecuación (1.11) puede ser expresado el mínimo flujo de calor con relación a un área de transferencia de calor.

$$\dot{q} = \frac{k_{eff}}{T_w} \Delta T_{crit} \quad (1.11)$$

Donde:

\dot{q} : Flujo de calor con relación a un área de transferencia de calor

k_{eff} : Conductividad térmica efectiva de una combinación entre líquido y material capilar

T_w : Temperatura de la pared o de la sección de transferencia de calor por conducción.

Del mismo modo, el crecimiento y en momento en que colapsa una burbuja depende de la temperatura del líquido y de la diferencia de presión a través de la interfase líquido-vapor

causada por la presión del vapor, presión del líquido y la tensión superficial. Así, reemplazando la ecuación (1.10) en la ecuación (1.11), se tiene la ecuación (1.12) que expresa el flujo crítico de calor que depende del momento en que colapsan las burbujas.

$$\dot{q} = \left(\frac{2\pi L_e k_{eff} T_v}{\lambda \rho_v \ln \left(\frac{r_i}{r_v} \right)} \right) \cdot \left(\frac{2\sigma}{r_b} - \Delta P_c \right) \quad (1.12)$$

Donde:

L_e : Longitud del evaporador

T_v : Temperatura del vapor

r_i : Radio interno del tubo

r_v : Radio del espacio de vapor

Adicionalmente, para efectos prácticos la ecuación (1.12) también es usada para determinar el límite de ebullición, el cual a su vez depende de las propiedades del fluido base y la estructura del material capilar.

▪ Límite de arrastre

Este límite de operación ocurre cuando el vapor que asciende por el tubo de calor ejerce suficiente fuerza viscosa sobre el fluido que se encuentra en el material capilar para arrastrarlo hasta el condensador, dejando poco o nada de fluido en el evaporador (Chmielewski, 2008). En otras palabras, dentro de un tubo de calor, dado que el fluido líquido y vapor se mueven en direcciones contrarias, la interfase del fluido en el material capilar experimenta esfuerzos cortantes. Cuando el esfuerzo cortante excede la tensión superficial del fluido, algunas gotas de líquido entran en el flujo de vapor. La magnitud de estas fuerzas cortantes dependerán de las propiedades termo-físicas del vapor y la velocidad que este lleve, la cual, si tiene una alta magnitud, puede causar un secado de la zona de evaporación (Dilip, 2005)

La expresión matemática que representa el límite de arrastre se muestra en la ecuación (1.13).

$$\dot{q} = \lambda \left(\frac{\sigma \rho_v}{2r_{hw}} \right)^{1/2} \quad (1.13)$$

Donde:

r_{hw} : Es el radio hidráulico del material capilar.

De esta manera, se puede decir que el límite de arrastre depende directamente de la tensión superficial del fluido y adicionalmente, este se hace efectivo en la zona adiabática, donde hay una clara existencia de ambas fases del fluido (Kücük, 2007).

▪ Límite viscoso

A bajas temperaturas o bajas densidades del vapor, la viscosidad del fluido de trabajo vuelve más lenta la transferencia de calor, debido a la constante fricción entre el flujo de vapor y el fluido condensado (Chmielewski, 2008). Esto ocurre durante la puesta en marcha del tubo de calor, donde un bajo gradiente de presión significa baja velocidad del vapor. Matemáticamente el límite viscoso puede ser expresado por la ecuación (1.14)

$$\dot{q} = \frac{\lambda r_v^2 \rho_v P_v}{16 \mu_v L_{eff}} \quad (1.14)$$

Donde:

P_v : Presión del vapor

μ_v : Viscosidad del vapor

▪ Límite sónico

Este límite de operación ocurre cuando en un tubo de calor existe una generación continua de vapor y se produce un aumento de velocidad, la cual alcanza a la velocidad del sonido. De esta manera, se causan ondas de choque. (Poplaski, 2014) y se limita la transferencia de calor desde el evaporador hasta el condensador. No obstante, para que el fluido alcance la velocidad del sonido debe existir una dependencia a las bajas temperaturas de operación y a la densidad del vapor (Brouwer, 2016).

Este límite de operación, a diferencia de los demás, no causa secado en la zona de evaporación y su único efecto es la reducción en la transferencia de calor. El límite sónico se puede expresar matemáticamente mediante la ecuación (1.15)

$$\dot{q} = \rho_v \lambda \left(\frac{\gamma_v R_g T_v}{2(\gamma_v + 1)} \right)^{1/2} \quad (1.15)$$

Donde:

γ_v : Proporción de calor específico

R_g : Constante del gas

T_v : Temperatura del vapor

Para la ecuación (1.15) se puede asumir que es un flujo unidimensional, se pueden despreciar los efectos de la fricción, se asume que los efectos inerciales son dominantes y vapor es un gas ideal (Küçük, 2007).

1.1.5 Propiedades térmicas

▪ Resistencia térmica

La definición básica de una resistencia térmica está relacionada con capacidad de cierto material a oponerse al flujo de calor. De esta manera, la resistencia térmica depende de factores como la homogeneidad de los materiales, los cuales a su vez, están determinados por la razón entre el espesor y su conductividad térmica (Reay & Kew, 2006). Adicionalmente, también tiene una relación de proporcionalidad inversa con respecto al coeficiente de transferencia de calor, el cual decrece cuando la resistencia térmica incrementa (Brahim & Jemni, 2015).

La resistencia térmica de un tubo de calor está definida como la diferencia total de temperatura desarrollada entre el evaporador y el condensador con respecto al flujo de calor (Poplaski, 2014). Esto se representa de forma correcta mediante la ecuación (1.16).

$$z_T = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} \quad (1.16)$$

Donde:

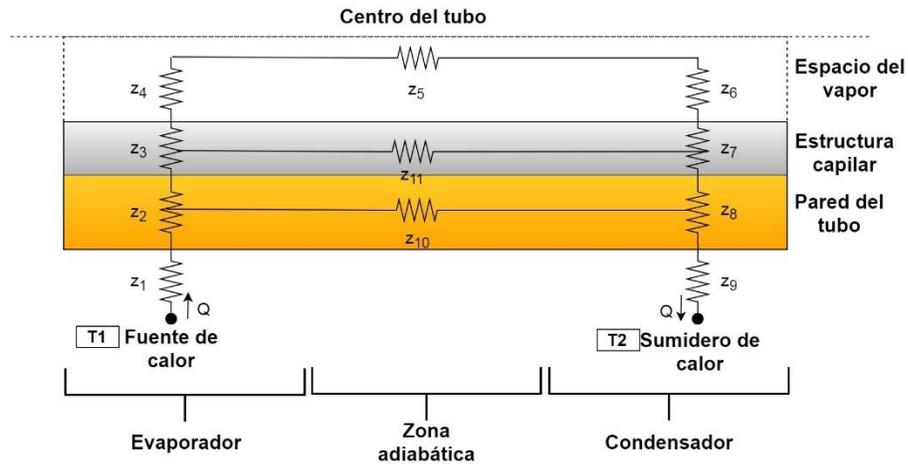
z_T : Resistencia térmica total de un tubo de calor

ΔT : Diferencial de temperatura entre el evaporador y condensador

\dot{Q} : Flujo de calor de entrada

Sin embargo, la resistencia térmica puede ser representada mediante un arreglo de resistencias térmicas al interior de un tubo de calor como se representa en la Figura 1-8, donde se pueden notar un arreglo de resistencias térmicas en serie y paralelo desde la Z_1 hasta la Z_{11} .

Figura 1-8 Red de resistencias térmicas en un tubo de calor



De esta manera:

T1: Temperatura del foco caliente o de la fuente de calor.

T2: Temperatura del foco frío o del sumidero de calor.

Z₁: Resistencia térmica externa debido a la fuente de calor.

Z₂: Resistencia térmica radial de la pared del tubo. Se debe a la conducción de calor a través del evaporador.

Z₃: Resistencia térmica radial del material capilar del evaporador. Se debe a la conducción de calor a través del evaporador.

Z₄: Resistencia térmica debida a la interfase líquido-vapor en el evaporador.

Z₅: Resistencia térmica axial debida al vapor.

Z₆: Resistencia térmica debida a la interfase líquido-vapor en el condensador.

Z₇: Resistencia térmica radial del material capilar del condensador. Se debe a la conducción de calor a través del condensador.

Z₈: Resistencia térmica radial de la pared del tubo. Se debe a la conducción de calor a través del condensador.

Z₉: Resistencia térmica externa debido al sumidero de calor.

Z_{10} : Resistencia térmica debida a la conducción axial de calor en la pared de la zona adiabática.

Z_{11} : Resistencia térmica debida a la conducción axial de calor en la pared del material capilar.

La representación de las resistencias desde z_1 hasta z_{11} , pueden servir como estimado para el cálculo de resistencias térmicas de tubos de calor cilíndricos y planos. Además, a partir de estos pueden hacerse aproximaciones para tubos de calor con sección transversal no circular (ESDU, 1979).

▪ Flux crítico de calor

El flux de calor convectivo es proporcional al producto entre el gradiente de temperatura y el coeficiente convectivo de transferencia de calor, donde el gradiente de temperatura se refiere a la diferencia entre la temperatura de la superficie de calentamiento y la temperatura del fluido incidente sobre la superficie, (Duarte, 2007) y está dado en función del área como muestra la ecuación (1.17) (Yanus A. Cengel, 2003)

$$\frac{\dot{Q}}{A} = h (T_s - T_\infty) \quad (1.17)$$

Donde:

\dot{Q} : Es el flujo de calor de entrada

A : Es el área de calentamiento

h : Coeficiente de transferencia de calor convectivo

T_s : Es la temperatura de la superficie de transferencia de calor

T_∞ : Es la temperatura del fluido

Además, se puede expresar el flujo de calor en términos del área de calentamiento y se le llama flux de calor, como lo muestra la ecuación (1.18)

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (1.18)$$

Cuando se aumenta el flux de calor en un tubo de calor, incrementa la formación de burbujas debida a la ebullición nucleada y se puede favorecer a la transferencia de calor (Chen, Wang, Liu, & Li, 2013). De esta manera, en la ebullición nucleada las burbujas ayudan al transporte de calor debido al calor latente y al incremento en la transferencia de calor por convección (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, Toprak, et al., 2015). Sin embargo, el flux de calor no puede ser aumentado infinitamente, ya que, cuando hay una cantidad de burbujas excesiva, es difícil para el líquido alcanzar la superficie de calentamiento y como consecuencia, se forma una capa de vapor continua. Por esta razón, la diferencia de temperatura incrementa rápidamente y deteriora las condiciones de transferencia de calor. A esto se le conoce como flux crítico de calor (DUNN, REAY, DUNN, & REAY, 1994).

▪ **Conductividad térmica efectiva**

Esta se define como la longitud efectiva de transporte de calor entre el área de la sección transversal del tubo de calor por la resistencia térmica del tubo de calor, así como se muestra en la ecuación (1.19) (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, Toprak, et al., 2015).

$$K_{eff} = \frac{L_{eff}}{A_c R} \quad (1.19)$$

Donde:

K_{eff} : Conductividad térmica efectiva

L_{eff} : Longitud efectiva de transporte de calor

A_c : Área de la sección transversal del tubo de calor

R : Resistencia térmica

En un tubo de calor la conductividad térmica efectiva es mayor en magnitud comparada con un tubo sólido de cobre incluso a las mismas condiciones geométricas, en muchos casos, con magnitudes 200 veces mayores (Elnaggar, Abdullah, & Abdul Mujeebu, 2011). Esto se debe a que los tubos de calor son capaces de transportar calor latente con un

diferencial de temperatura muy pequeño y con un diferencial de presión mínimo, (Duarte, 2007).

1.2 Nanofluidos

Los nanofluidos fueron introducidos por Choi (1995) a partir de la idea de encontrar un fluido con una alta conductividad térmica, comparada con algunos fluidos convencionales de transferencia de calor. Los nanofluidos son suspensiones coloidales que constan de un fluido base como solventes, agua, aceite, etilenglicol, entre otros, con una dispersión de nanopartículas metálicas, de óxidos metálicos o alótropos de carbono con movimiento browniano predominante (Saleh, Putra, Wibowo, Septiadi, & Prakoso, 2014).

Esta nueva e innovadora clase de fluidos tienen la característica de ser buenos calor-transportadores y juegan un rol importante, ya que, las propiedades térmicas de algunas nanopartículas sólidas con tamaños menores a los 100 nm, mejoran la hidrodinámica y las características de transferencia de calor de los nanofluidos con respecto a los fluidos base (Kumaresan, Venkatachalapathy, Asirvatham, & Wongwises, 2014; Sarafraz & Hormozi, 2014).

Por otra parte, la preparación de los nanofluidos está regida por dos métodos, los cuales son el método de un paso y el método de dos pasos. El primero de ellos se trata de la obtención de nanofluidos por medio de la producción de nanopartículas y su dispersión en un fluido base de manera simultánea. El método de dos pasos se trata de la obtención de las nanopartículas, y una posterior dispersión en un fluido base, por medio de técnicas como el ultrasonido, la agitación magnética o la homogenización (Sarafraz, Hormozi, & Peyghambarzadeh, 2014; Sarsam, Amiri, Kazi, & Badarudin, 2016; Xia, Jiang, Liu, & Zhai, 2014a). Lo más relevante es obtener nanofluidos estables para evitar aglomeraciones y agregaciones, que pueden generar, por ejemplo, resistencia térmica y obstrucciones de la estructura capilar en tubos de calor, que al final como consecuencia, pueden fomentar la reducción en la conductividad térmica y en la transferencia de calor (Sureshkumar et al., 2013a).

A pesar de los beneficios de los nanofluidos, un incremento de la concentración de nanopartículas puede aumentar la densidad y la viscosidad del fluido, y como

consecuencia se aumentan las pérdidas por bombeo. Por esta razón, muchos autores hablan de concentraciones óptimas que permitan aumentar el rendimiento térmico de un dispositivo de transferencia de calor, como los tubos de calor (Reay & Kew, 2006) y evite problemas de aglomeraciones y sedimentaciones (Zhang, Wang, Lin, Feng, & Wu, 2017).

Los nanofluidos son ampliamente usados en aplicaciones como la transferencia de calor, catalizadores para la reacción de desplazamiento agua-gas, reformado con vapor, oxidación de CO de los gases de escape de vehículos y fotocátodos para la separación fotoelectroquímica del agua (Agarwal, Verma, Agrawal, Duchaniya, & Singh, 2016), adicionalmente, la contribución de la ingeniería a los tubos de calor con nanofluidos, ha sido otra de las aplicaciones donde se hacen populares, ya que en aplicaciones como la electrónica (Elnaggar et al., 2011), los paneles solares (Nithyanandam & Pitchumani, 2013), intercambiadores de calor (Brahim & Jemni, 2015; Han & Zou, 2015; Shabgard et al., 2015; Tiwari, Ghosh, Sarkar, Dahiya, & Parekh, 2014), celdas de combustible (Oro & Bazzo, 2015), sistemas HVAC (calentamiento, ventilación y sistemas de aire acondicionado, por sus siglas en inglés), manejo térmico de baterías de litio-ion de carros eléctricos (Greco et al., 2014; Ye, Saw, Shi, & Tay, 2015) y sistemas de almacenamiento de energía (Tiari, Qiu, & Mahdavi, 2015), entre otros, el uso de nanofluidos en tubos de calor, han traído algunas ventajas operativas como por ejemplo, el aumento en la conductividad térmica, que se reflejan en los trabajos experimentales de los investigadores referenciados.

1.2.1 Tipos de nanofluidos

Los metales en forma sólida tienen una conductividad térmica mayor que algunos fluidos como el agua y los aceites motores, por lo que se esperaría que nanopartículas de metales sólidos o óxidos metálicos dispersos en agua mejoren significativamente la conductividad térmica de los fluidos convencionales usados en aplicaciones de transferencia de calor (Choi, 1995). Una comparación que corrobora esto puede ser vista en la Tabla 1-3. No obstante, Además de los metales, se usan nanopartículas de elementos como los óxidos metálicos, diamantes, nanotubos de carbono, entre otro gran número de elementos (Alawi et al., 2014).

Tabla 1-3 Conductividad térmica de varios materiales a 300 K (Choi, 1995)

Material	Conductividad térmica $\left(\frac{W}{m K}\right)$
Metales sólidos	
Plata	429
Cobre	401
Aluminio	237
Sólidos no metálicos	
Silicio	148
Líquidos no metálicos	
Agua	0,613
Aceite de motor	0,145

Las propiedades de algunas nanopartículas de óxidos metálicos en dispersión se resumen en la Tabla 1-4, la cual es una recolección de datos hecha por Kamatchi, et al. (2015) y donde se exponen algunos trabajos experimentales hecho alrededor de las nanopartículas mencionadas.

Tabla 1-4 Propiedades de algunos óxidos y sus nanofluidos (Kamatchi & Venkatachalapathy, 2015)

Nanopartículas	Conductividad térmica (W/m K)	Viscosidad (Cp) con una concentración de 5,0% v/v	Mejora en conductividad térmica en nanofluidos con una concentración de 5,0% v/v (%)
MgO	48,4	17,4	40,6
TiO ₂	8,40	31,2	27,2
ZnO	13,0	129,2	26,8
Al ₂ O ₃	36,0	28,2	28,2
SiO ₂	10,4	31,5	25,3

1.2.2 Estabilidad de los nanofluidos

Los nanofluidos al ser dispersiones coloidales, son sistemas constituidos por dos fases, una fase continua, en este caso, un fluido y otra fase dispersa en forma de nanopartículas sólidas (Colangelo, Favale, Miglietta, Milanese, & de Risi, 2016). Algunos estudios como los hechos por Agarwal et al., (2016) y Zhu et al., (2009) indican que se pueden presentar dificultades a la hora de trabajar con dispersiones de nanopartículas, entre otras se encuentran, baja estabilidad en la suspensión producida como consecuencia de fenómenos como fuerzas de van der Waals y movimiento Browniano, lo cual puede afectar su función dentro de aplicaciones como los tubos de calor, debido a problemas como el bloqueo de los conductos o de los poros del material capilar o canales de flujo (Sarsam, Amiri, Kazi, et al., 2016), adicional a esto, se puede afectar el rendimiento térmico de sistemas de transferencia de calor, a causa de fenómenos como la disminución del coeficiente de transferencia de calor y al aumento de la resistencia térmica (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, Toprak, et al., 2015)

A pesar de esto, existen técnicas con las cuales se pueden resolver este tipo de problemas, como son el aumento del tiempo de vibración por ultrasonido (X. Li, Zou, Zhou, & Qi, 2016; Mahbubul, Saidur, Amalina, & Niza, 2016) y el uso de aditivos como los surfactantes (Sarsam, Amiri, Kazi, et al., 2016), las cuales apuntan a aumentar la dispersión de las nanopartículas en el fluido base, con mayor estabilidad y por ende, nanofluidos que obtienen propiedades termo-físicas superiores a los fluidos base por un tiempo más prolongado (Colangelo et al., 2016)

Los surfactantes por su parte, se usan con el fin de incrementar la dispersión de nanopartículas en fluidos, mediante la estabilización estérica o mecanismos eléctricos como la repulsión electroestática de las nanopartículas, las cuales evitan las aglomeraciones de nanopartículas y su posterior sedimentación (Sureshkumar et al., 2013a), no obstante, la presencia de surfactantes significa un incremento en la viscosidad y en las pérdidas por bombeo (Amiri et al., 2015). Además, los surfactantes en algunos casos pueden afectar negativamente la conductividad térmica de los fluidos (Róański, 2012). A pesar de esos problemas, en algunos trabajos experimentales se asegura que la presencia de surfactantes pueden reducir considerablemente las pérdidas por fricción del fluido en el tránsito turbulento (Kamatchi & Venkatachalapathy, 2015) y mejorar la

transferencia de calor por ebullición nucleada (Alawi et al., 2014), debido a que puede modificar la estructura superficial de los fluidos y con ello pueden cambiar notablemente fenómenos como el de ebullición (C. Y. Lee, Zhang, & Kim, 2014). A pesar de esto, aún hay investigadores que preparan nanofluidos sin el uso de surfactante, ya que, aseguran que sólo mediante el método de dispersión por ultrasonido obtienen nanofluidos estables (Sureshkumar, Mohideen, & Nethaji, 2013b).

1.3 Surfactantes

Los surfactantes o tensoactivos son agentes químicos activos en la superficie que se emplean para disminuir la tensión superficial entre una fase dispersa y otra continua (Xia, Jiang, Liu, & Zhai, 2014b). Cuando un surfactante se disuelve en agua se concentra en la interfase, donde ejerce varias funciones, entre otras, sirve como humectantes, emulsificante y puede generar dispersiones y solubilizar. Los surfactantes pueden disminuir la energía de los enlaces de las moléculas de agua presentes en la superficie y por esta razón, se reduce la tensión superficial (Morales, 2007).

Los surfactantes son largas cadenas de moléculas orgánicas, las cuales tienen grupos hidrofílicos e hidrofóbicos. Cuando se está presente en un solvente a baja concentración, los surfactantes existen como monómeros (J. Wang, Li, & Li, 2016). A medida que la concentración aumenta, se presentan dos fuerzas que controlan el proceso de auto-asociación, la primera se trata de la interacción entre hidrocarburos y agua, que favorece la agregación. La segunda, se trata de la interacción entre la cabeza del surfactante y el agua, la cual queda dirigida hacia el interior del medio acuoso. Cuando la cantidad de surfactante aumenta, se forman micelas, las cuales son la formación de estructuras que surgen a partir de un conglomerado de moléculas de surfactante (Zhou, Xia, Li, Chai, & Zhou, 2012).

Por otra parte, los surfactantes pueden ser clasificados según su poder de disociación en la presencia de un electrolito y en función de sus propiedades fisicoquímicas. De esta manera, se pueden encontrar surfactantes iónicos y no iónicos. A su vez, dentro de la categoría de los iónicos se encuentran los aniónicos, catiónicos y los anfóteros. Los cuales tienen una gran afinidad con el agua, ya que experimentan atracción electrostática hacia

los dipolos del agua y pueden fácilmente arrastrar las cadenas de hidrocarburos solubilizándolas en el interior del medio (Mukerjee, 1971).

- **Surfactantes aniónicos:** Químicamente los ácidos son moléculas cargadas negativamente gracias a la ganancia de electrones y de la misma forma, esto se relaciona con un surfactante aniónico. Los surfactantes aniónicos definidos por la parte hidrofílica de la molécula comúnmente están ligados a los grupos carboxilato, sulfato, sulfonato o fosfato (Xia et al., 2014a).
- **Surfactantes catiónicos:** Se caracteriza por tener la parte hidrofílica cargada positivamente. Algo que caracteriza a estos tipos de surfactantes, es que logran cambiar las propiedades superficiales de un fluido, volviéndolo hidrofílico, cuando se trata de una superficie hidrofóbica y viceversa. Generalmente están conformados por las familias y subfamilias de las aminas y sus sales (Morales, 2007).
- **Surfactantes anfóteros:** Tiene la particularidad de que la parte hidrofílica de la molécula cambia con respecto al cambio de pH. Es decir, en ambientes muy ácidos se tornan aniónicos, y poseen cargas negativas en ambientes altamente básicos. Cuando se trata de ambientes neutros poseen la particularidad que tienen una carga híbrida. Así, estos podrían dividirse en dos grandes familias, Acil-aminoácidos y derivados y N-alquil-aminoácidos (Morales, 2007).
- **Surfactantes no iónicos:** Este tipo de surfactantes no contienen grupos funcionales ionizables, es decir, no se disocian en forma de iones en el agua. De esta manera, se componen fundamentalmente de una parte polar que suelen ser un grupo alcohol o éter y otra apolar que son cadenas alifáticas (Morales, 2007).

1.3.1 Concentración crítica micelar

Cuando la concentración de surfactante logra alcanzar la concentración crítica micelar (CMC, por sus siglas en inglés), se agregan en forma de micelas en una disolución. La CMC es principalmente afectada por la temperatura, la estructura y la naturaleza del surfactante. La estructura de las micelas de un surfactante iónico y uno no iónico incluyen

un centro y una capa exterior. Por lo general, el centro está compuesto por la parte hidrofóbica, es decir las cadenas de hidrocarburos, mientras que el exterior de la micela depende de la naturaleza del surfactante (Mukerjee, 1971). En el caso de los no iónicos, la capa exterior está formada por una débil cadena de polioxetileno y agua, la cual es una combinación de átomos de éter. Mientras que, en surfactantes iónicos, la capa exterior está conformada por, la cabeza de la molécula de surfactante y por la unión de contraiones. De esta manera, la combinación entre la cabeza del surfactante y la unión de contraiones forman la doble capa difusa para mantener una micela eléctricamente neutral. De manera ideal, las estructuras de las micelas son esféricas, sin embargo, las micelas pueden adoptar un gran número de estructuras (Zhou et al., 2012).

1.3.2 Métodos para medir la CMC

En literatura son muchos los métodos usados para la medición de la CMC de los surfactantes. Cada uno se centra en la medición de una propiedad de un sistema en función de la concentración de surfactante. Los métodos detectan cambios o discontinuidades cuando se empiezan a formar las micelas (Mukerjee, 1971).

Uno de los métodos más comunes, es la medición de la tensión superficial, la cual, se basa en un cambio progresivo de la concentración de surfactantes, los cuales disminuyen la tensión superficial de una solución, por ejemplo, con agua. Cuando se llega a un estado en que la concentración de surfactante deja de modificar la tensión superficial, se dice que se alcanzó la CMC. Este fenómeno se asocia a que los monómeros se empiezan a asociar y dejan de presentar actividad en la superficie (Khaleduzzaman, Mahbul, Shahrul, & Saidur, 2013; Mukerjee, 1971).

Por otro lado, también se encuentra como método común la medición de la conductividad eléctrica del fluido, la cual se basa en la medición de la resistencia eléctrica de la solución en función del aumento de conductividad. La variación de esta propiedad a altas frecuencias es diferente cuando en una solución se presentan micelas y cuando sólo se presentan monómeros. Ya que, por debajo de la CMC la conductividad aumenta, cuando se aumenta la concentración de monómeros y sus contraiones. Y por encima de la CMC, existe una menor conductividad iónica (Mukerjee, 1971).

Otros métodos de medición de la CMC son la medición de las propiedades ópticas y espectroscópicas de un fluido, medición del calor específico de la solución, medir el punto de congelamiento, medición del punto Kraft, coeficiente de difusión, viscosidad, entre otros.

2. Estado del arte: Tubos de calor y nanofluidos

Los tubos de calor como dispositivos de transferencia de calor son ampliamente usados en aplicaciones como sistemas electrónicos (Babita et al., 2016; Elnaggar et al., 2011; Reay & Harvey, 2012), paneles solares (Nithyanandam & Pitchumani, 2013), intercambiadores de calor (Brahim & Jemni, 2015; Cacia, Olmos, Herrera, & Gallego, 2016), celdas de combustible (Oro & Bazzo, 2015), sistemas HVAC (calentamiento, ventilación y aire acondicionado, por sus siglas en inglés) (Chan et al., 2015), gestión térmica de baterías de iones de litio de coches eléctricos (Greco et al., 2014; Ye et al., 2015), Sistema de almacenamiento de calor (Shabgard et al., 2015) y aplicaciones aeroespaciales (Oh, Shin, & Baek, 2013; Paiva, Mantelli, & Slongo, 2015). El éxito de los tubos de calor es debido a las altas tasas de transferencia de calor y por el transporte de calor latente de vaporización (DUNN et al., 1994).

Existen varios tipos de tubos de calor, como los tubos de calor de ciclo cerrado (Rahman, Sultan, Islam, Hasan, & Ali, 2015), tubos de calor planos y con surcos acanalados (Z.-H. Liu, Li, & Bao, 2011), tubos de calor con capilar de malla apantallada (Kole & Dey, 2013), tubos de calor con capilar de material sinterizado (Kumaresan, Venkatachalapathy, & Asirvatham, 2014), tubos de calor oscilantes (Samana, Kiatsiriroat, & Nuntaphan, 2014), tubos de calor rotativos (Hassan & Harmand, 2015) y tubos de calor asistidos por gravedad o termosifones (Gedik, 2016; Shabgard, Xiao, Faghri, Gupta, & Weissman, 2014).

Por otra parte, la elección de un fluido de trabajo es uno de los parámetros más críticos a la hora de diseñar un tubo de calor, ya que estos sufren un proceso de cambio de fase para la liberación de calor (Sözen et al., 2016) y sus propiedades termo-físicas se ven alteradas en un ciclo cerrado de trabajo. Los actuales fluidos de trabajo tienen propiedades térmicas limitadas y son un obstáculo para aumentar el rendimiento térmico de estos dispositivos (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, & Toprak, 2015b).

En 1995, nace el concepto de nanofluido por Choi de Argonne National laboratory (Choi, 1995), los cuales tienen como propósito principal, mejorar las propiedades térmicas de los fluidos convencionales de transferencia de calor (Alawi et al., 2014). Los nanofluidos pueden lograr un rendimiento térmico superior a los fluidos base, debido al mejoramiento de los fenómenos de transferencia de calor como la ebullición, coeficiente de transferencia de calor (HTC) y el flux crítico de calor (CHF) (Hu, Li, He, Liu, & Zhao, 2017), por lo tanto, algunos investigadores han mencionado que los nanofluidos podrían usarse como fluidos de trabajo en tubos de calor para alcanzar rendimientos térmicos superiores (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, & Toprak, 2015a)

Sin embargo, los nanofluidos tienen problemas de estabilidad debido a procesos de aglomeración y sedimentación de nanopartículas (Amiri et al., 2015). Debido a esto, sus propiedades termo-físicas como la conductividad térmica, la viscosidad y la tensión superficial se ven afectadas en el tiempo (Kole & Dey, 2012). Adicionalmente, en tubos de calor operando con nanofluidos, ocurre el bloqueo de canales con aglomerados de nanopartículas de gran tamaño (Sarsam, Amiri, Zubir, et al., 2016). Para evitar esto, existen algunos métodos de dispersión o estabilización de nanopartículas en fluidos base, tales como métodos mecánicos como la homogenización (X. Li et al., 2016; Mostafizur, Saidur, Abdul Aziz, & Bhuiyan, 2015) y procesos de ultrasonido (Mahbubul, Saidur, Amalina, Elcioglu, & Okutucu-Ozyurt, 2015; Mahbubul et al., 2016; P. Y. Wang, Chen, Liu, & Liu, 2012), y también otros métodos, como la dispersión por medios químicos como la adición de surfactantes (Colangelo et al., 2016; Hetsroni et al., 2001; Khairul, Shah, Doroodchi, Azizian, & Moghtaderi, 2016).

2.1 Nanofluidos estabilizados con surfactantes y propiedades termo-físicas

Venkatachalapathy, Kumaresan, & Suresh, (2015) usaron nanofluidos de CuO en concentraciones en peso de 0,5, 1,0 y 1,5%. Ellos encontraron que la conductividad térmica de los fluidos base aumentaba 0,96%, 2,37% and 5,08%, respectivamente. Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, & Toprak, (2015a) usaron nanofluidos de SiC con concentraciones en peso de 6,0 y 9,0%. Ellos reportaron incrementos en la conductividad térmica de 5% y 15%, respectivamente.

Xia et al., (2014) evaluaron el efecto de usar sulfato de dodecil de sodio (SDS) y polivinilpirrolidona (PVP) con concentraciones en peso de 0,5 y 1,0% en nanofluidos de Al_2O_3 con concentraciones en peso de nanopartículas de 0,5, 1,0 y 2,0%. Ellos encontraron que para concentraciones bajas de SDS y altas concentraciones de PVP, los nanofluidos fueron estables por un largo tiempo, pero a altas concentraciones de surfactante las propiedades térmicas de los nanofluidos se veían afectadas.

Dentro del campo de los nanofluidos, las nanopartículas de alúmina (Al_2O_3) son ampliamente usadas, debido a sus propiedades termo-físicas, a su amplia disponibilidad en el mercado y a su bajo precio (Devendiran & Amirtham, 2016). Algunos trabajos experimentales usando nanopartículas de Al_2O_3 son resumidos en la Tabla 2-1

Tabla 2-1 Trabajos experimentales usando nanofluidos basados en nanopartículas de Al_2O_3

Concentración de nanopartículas	Surfactante	Concentración de surfactante	Fluido base	Resultados principales	Autores
0.1 y 0.5% p/p	SDBS y CTAB	1 CMC y 5 CMC	Agua desionizada	En todos los nanofluidos la absorbancia disminuyó con el tiempo relacionado a la aglomeración y sedimentación de nanopartículas. El nanofluido más estable se obtuvo a Al_2O_3 al 0,5% p/p y CTAB con 1 CMC	(K. Cagua, Buitrago-Sierra, Herrera, Chejne, & Pabón, 2017)
0,3, 0,7 y 1,0% v/v	Ácido oleico	1 CMC – 7 CMC	Therminol 66	Los resultados muestran que la presencia de surfactantes no afecta la conductividad térmica de los nanofluidos.	(Colangelo et al., 2016)
0,5% v/v	-	-	Agua destilada	Los autores demostraron que, para tiempos de ultrasonidos mayores a 1 hora, hay aglomerados incluso después del proceso de ultrasonido, así mismo como a tiempos de 2 horas, para tiempos de 4 y 5 horas se obtuvo una buena dispersión	(Mahbul et al., 2016)
0,05 – 0,15% p/p	SDBS	0,05 - 0,2% p/p	Agua destilada	El aumento de concentraciones de SDBS permitieron una mejor estabilidad debido a la baja concentración de aglomerados de nanopartículas y a la baja sedimentación.	(Khairul et al., 2016)

0,01, 0,1, 0,5 y 1,0% v/v	-	-	Agua destilada	El proceso de ultrasonido fue relevante después de 3 horas para obtener nanofluidos con alta estabilidad	(Mahbul, Saidur, et al., 2015)
0,1% p/p	SDBS	0,1, 0,2, 0,3, 0,6, 1,0 y 1,5% p/p	Agua destilada	Los autores encontraron que la mejor estabilidad fue dada a concentraciones en peso de 1,0% de nanopartículas y de 1,5% de SDBS.	(Zawrah, Khattab, Girgis, El Daidamony, & Abdel Aziz, 2015)
1,0, 2,0 y 3,0% v/v	-	-	Agua desionizada	Ellos encontraron que a largos períodos de ultrasonido, el potencial Zeta incrementa debido a la reducción de aglomerados y el incremento en la carga electrostática superficial de las nanopartículas	(Sadeghi, Etemad, Keshavarzi, & Haghshenasfar, 2015)
0,5% v/v	-	-	Agua destilada	Los autores demostraron que un tiempo de ultrasonido de más de dos horas es necesario para lograr mejores resultados en la estabilidad de nanofluidos.	(Mahbul, Shahrul, et al., 2015)
0,01, 0,02, 0,05 y 0,075% v/v			Agua destilada	Nanopartículas dispersas en agua por medio de un proceso de ultrasonido. Se mostraron estables luego de 48 h, para concentraciones de 0,05% vol.	(Kamyar, Ong, & Saidur, 2013)
0,2 – 1,0% p/p	Mezcla no iónica	-	Agua destilada	Ellos encontraron un ligero incremento en la conductividad térmica con nanofluidos con respecto al fluido base.	(Lin, Wang, & Chen, 2011)
0,1% p/p	SDBS	0,1% p/p	Agua destilada	La conductividad térmica disminuye con el incremento en la concentración de surfactante. El incremento máximo en conductividad fue de 10,1% con una concentración de nanopartículas en peso de 0,15%	(X. ju Wang, Zhu, & yang, 2009)

Por otra parte, algunas propiedades como la viscosidad y la tensión superficial de los nanofluidos puede verse afectada por la presencia de nanopartículas sólidas y el uso de agentes estabilizantes como los surfactantes (Khairul et al., 2016). En la Tabla 2-2, se resumen algunos trabajos experimentales en los que se determinó la influencia de algunos tipos de nanopartículas y de surfactantes sobre las propiedades termo-físicas de los nanofluidos. A partir de esta, se puede notar que las propiedades termo-físicas de los nanofluidos dependen básicamente de su estabilidad, la temperatura, de la concentración y el tamaño de partículas. No obstante, aún se encuentra mucha incertidumbre asociada

a los métodos de preparación, el uso de equipos y técnicas de caracterización. Lo que ocasiona que no exista un consenso general en la afectación de las nanopartículas y los surfactantes en la estabilidad y en las propiedades termo-físicas de los nanofluidos.

Tabla 2-2 Revisión de algunos trabajos experimentales que abordan las propiedades termo-físicas de los nanofluidos

Tipo de nanopartículas	Concentración de nanopartículas	Surfactante	Concentración de surfactante	Fluido base	Resultados principales	Autores
CuO y Al ₂ O ₃	0,05, 0,10 y 0,20% v/v	SDBS	-	Agua destilada	La conductividad térmica aumenta con el aumento del tiempo de ultrasonido.	(Gangadevi, Vinayagam, & Senthilraja, 2018)
CuO y Al ₂ O ₃	0,05–0,15% p/p	SDBS	0,05 – 0,2% p/p	Agua Dionizada	La estabilidad tiene una alta relación con los resultados en viscosidad y la conductividad térmica. Encontraron una concentración óptima de SDBS en 0,1% p/p para el Al ₂ O ₃ y 0,15% p/p para el CuO.	(Khairul et al., 2016)
CuO	0,00 - 2,00% v/v	-	-	Agua ultrapura, etilenglicol y aceite motor	La conductividad térmica para agua destilada como fluido base aumentó 40%; para etilenglicol aumentó 27% y para aceite de motor aumentó 19%	(Agarwal et al., 2016)
Grafeno	0,025, 0,05, 0,075 y 0,1% p/p	-	-	Agua destilada	La conductividad térmica disminuye con el aumento de la temperatura, pero incrementa con la concentración de nanopartículas	(Sarsam, Amiri, Zubir, et al., 2016)
Grafeno (GNPs)	0,1% p/p	SDBS, SDS, CTAB y GA	GA–GNPs (0,25–1, 0,5–1, 0,75–1), CTAB–GNPs (0,5–1, 1–1, 1,5–1), SDS–	Agua destilada	Una combinación de SDBS–GNPs causa un incremento del 7,4% en la	(Sarsam, Amiri, Kazi, et al., 2016)

			GNPs (0,5–1, 1–1, 1,5–1), y SDBS–GNPs (0,5–1, 1–1, 1,5–1)% p/p		viscosidad con respecto al fluido base, sin embargo, se presenta la mayor estabilidad	
SiC	0,1 - 0,8 % v/v	Ácido oleico	-	Aceite diatérmico	A medida que la conductividad térmica aumenta con el aumento de la temperatura, se obtiene una reducción significativa de la viscosidad	(X. Li et al., 2016)
Al ₂ O ₃	0,5% v/v	-	-	Agua destilada	Los nanofluidos se comportan como fluidos Newtonianos a temperaturas mayores a 10 °C, sin embargo a 10°C y un <i>Shear rate</i> de 150/s se comporta como no newtoniano.	(Mahbubul et al., 2016)
FeC	0,1, 0,5 y 1,0% p/p	CMCNa	3 g/l	Agua	La tensión superficial y la viscosidad incrementa con el incremento de concentración de nanopartículas.	(Huminc, Huminc, Fleaca, Dumitrache, & Morjan, 2015)
Al ₂ O ₃	0,5 y 1,0% v/v	SDS y PVP	0,5, 1,0 y 2,0% p/p	Agua desionizada	La conductividad térmica es dependiente de la medición inmediata después del proceso de ultrasonido y de la concentración de nanopartículas, pero altas concentraciones se forman grandes aglomerados y el nanofluido se sedimenta fácilmente incluso con surfactantes.	(Xia et al., 2014b)
Al, Al ₂ O ₃ , B y MWCNT	0,1 – 10% p/p	Oleato de sorbitano	1 – 10% p/p	Agua desionizada	Para baja concentración de alúmina, la tensión	(Tanvir & Qiao, 2012)

				, etanol y n-decano	superficial se mantiene constante y cerca a la del agua. Sin embargo, cuando incrementa la cantidad de nanopartículas, se incrementa incluso por encima de la del agua.	
SiO ₂	1,2, 3,6, 5,0 y 7,0% v/v.	cloruro de benzalconio	0,02 y 0,06 M	Therminol 66	El incremento no lineal de la viscosidad con la concentración indica aglomeraciones progresivas de nanopartículas. Y el nanofluido a altas concentraciones de partículas presenta un comportamiento no Newtoniano	(Timofeeva, Moravek, & Singh, 2011)
Al ₂ O ₃	0,33 - 5% v/v	-	-	Agua destilada	Para bajas concentraciones la velocidad de cizallamiento depende linealmente del esfuerzo cortante y hace que los nanofluidos sean Newtonianos	(Chandrasekhar, Suresh, & Bose, 2010)
Al ₂ O ₃ y Cu	0,05% p/p	SDBS	-	Agua ultrapura	El máximo aumento de conductividad térmica fue de 15% para el Al ₂ O ₃ y 18% para el Cu	(X. ju Wang et al., 2009)
Al ₂ O ₃	0,05% - 10% p/p	-	-	Agua ultrapura	La viscosidad de los nanofluidos se reduce de 36% a 86% cuando el tamaño promedio de partícula disminuye.	(Pastoriza Gallego et al., 2009)

2.2 Rendimiento térmico y límite capilar de un tubo de calor

Los parámetros de diseño, las condiciones de operación, las propiedades termo-físicas del fluido base y el uso del material capilar determinan el rendimiento térmico y los límites de operación de un tubo de calor (DUNN et al., 1994). Algunos investigadores se han centrado en la determinación experimental y teórica de cada una de esas variables, con el fin de obtener rendimientos térmicos superiores. De este modo, Hassan y Harmand (2015) determinaron experimentalmente el efecto de diferentes concentraciones de nanofluidos basados en Cu, CuO y Al₂O₃, en la transferencia de calor. Ellos usaron un tubo de calor rotativo y la máxima tasa de transferencia de calor fue obtenida con concentraciones de nanopartículas en volumen de 0,04%, el aumento fue de 56% con respecto al fluido base.

Algunos investigadores han usado tubos de calor asistidos por gravedad, como Sözen et al., (2016) quienes usaron en su estudio experimental un termosifón. Ellos obtuvieron un aumento en el rendimiento térmico usando nanofluidos de *fly-ash* y Al₂O₃ y como método dispersante Triton X-100. Con esto, lograron reducir 30,1% la resistencia térmica, cuando se usaron nanofluidos con *fly-ash* y 5,2% usando nanopartículas de Al₂O₃ en concentraciones de 2,0% p/p. Ellos atribuyeron la reducción en resistencia térmica a la reducción del vapor en el termosifón inducido por la presencia de nanopartículas en la interface sólido-líquido. Sin embargo, Kamyar, et al., (2013) usaron un termosifón con nanofluidos de Al₂O₃ con una concentración 0,05% p/p como fluido de trabajo. Ellos lograron aumentar el rendimiento térmico con una reducción en la resistencia térmica del 65%.

Así mismo, Hung, et al., (2012) usaron un termosifón de cobre operando con nanofluidos de Al₂O₃ con concentraciones en peso de 0,5%, 1,0% y 3,0%, variando el ángulo de inclinación entre 10° y 90°, y longitudes del tubo de 0,3 m, 0,45 m y 0,6 m. Ellos encontraron que el rendimiento térmico incrementó 22,7%, 56,3% y 35,1%, para cada una de las variaciones de la longitud del tubo, fluido base y posición horizontal del tubo. Por su parte, Menlik, et al., (2014) investigaron el rendimiento térmico de nanofluidos con nanopartículas de MgO dispersas en agua y usadas como fluido de trabajo de un termosifón con una concentración en volumen de 5,0%. Como método de estabilización usaron el surfactante no iónico Triton X-100 en concentraciones en volumen de 0,5%. Los autores encontraron

un aumento en rendimiento térmico del 26% a 200 W y con un flujo másico de fluido de trabajo de 7,5 g/s.

Por otra parte, algunos investigadores han usado tubos de calor cilíndricos con diferentes materiales capilares y determinaron que el rendimiento térmico va de la mano del límite capilar, ya que cuando ocurre este fenómeno, el rendimiento del tubo se ve afectado a causa del secado de la zona del evaporador y como consecuencia, el dispositivo deja de operar (S. Wang, Chen, Hu, & Zhang, 2011). Ghanbarpour, et al., (2015b) estudiaron el rendimiento térmico de cuatro tubos de calor cilíndricos de cobre con dos capas de malla apantallada como material capilar. Ellos probaron con agua destilada, y con nanofluidos de plata a diferentes concentraciones. Además, probaron cuatro ángulos de inclinación (0°, 30°, 60° and 90°). Ellos encontraron que usando nanofluidos con una inclinación de 60° se mejoraba el rendimiento térmico del tubo de calor 22% con respecto al funcionamiento con agua.

Kim, et al., (2015) usaron un tubo de calor con malla apantallado como material capilar, para determinar el rendimiento térmico, usando nanofluidos con nanopartículas de SiC como fluido de trabajo. Ellos hallaron que el mecanismo de transferencia de calor por ebullición se mejoró con el uso de nanopartículas de SiC, ya que, se aumentó la mojabilidad del fluido en la malla, la capacidad de bombeo capilar, se redujo el tamaño de las burbujas y se incrementó la frecuencia de desprendimiento de burbujas desde los sitios de nucleación. Esta afirmación también fue hecha por Ghanbarpour, et al., (2015a) quienes adicionalmente, atribuyeron el aumento en el rendimiento térmico y al límite capilar a la deposición de nanopartículas en la malla presente en la sección del evaporador, lo cual incrementa el área de transferencia de calor y la capacidad de bombeo capilar.

Por otra parte, Kumaresan, Venkatachalapathy, y Asirvatham (2014) investigaron el efecto de usar nanofluidos de CuO en agua desionizada, a diferentes potencias de entrada y variando el ángulo de inclinación de un tubo de calor, el cual usaba material sinterizado como capilar. Ellos obtuvieron que, a concentraciones de nanopartículas en peso de 1,0% y un ángulo de inclinación de 45°, ocurría una reducción en la resistencia térmica, una mejora en el HTC y un aumento de la conductividad térmica de 66,1%, 29,4% y 63,5%, respectivamente. Sin embargo, Kumaresan, Venkatachalapathy, Asirvatham, y Wongwises (2014) compararon el efecto en el rendimiento térmico de un tubo de calor con material

sinterizado y con malla apantallada. Ellos encontraron que el mejor resultado fue obtenido con un ángulo de inclinación de 60° para un tubo con malla apantallada y 45° para material sinterizado. Además, Ellos usaron nanofluidos con nanopartículas de CuO en agua desionizada con una concentración de 1,0% p/p y de esta manera, lograron reducir la resistencia térmica 13,92% para el tubo de calor con material sinterizado.

Otros trabajos, también se han realizado variando el fluido base. De esta manera Sarafray y Hormozi (2014) Investigaron experimentalmente el efecto de usar nanopartículas de Al₂O₃ en una mezcla de agua etilenglicol, y Al₂O₃/agua-dietilenglicol en la resistencia térmica de un tubo de calor. Las concentraciones de nanopartículas en volumen estuvieron desde 1,0 a 5,0% y fueron estabilizados por PVP con una concentración en volumen de 0,1%. Los mejores rendimientos térmicos obtenidos fueron para agua/etilenglicol y Al₂O₃ a una concentración de 5,0% v/v, la cual incrementó el rendimiento térmico del 80%.

En la Tabla 2-3 se resumen algunos trabajos experimentales hechos con tubos de calor. Allí se hace un énfasis especial en el rendimiento térmico y en el límite capilar. De esta manera, se obtiene que ambos están ligados al tipo de material capilar, a las condiciones geométricas, al fluido base y a modo de operación. Por lo tanto, el rendimiento térmico y el límite capilar son parámetros que se pueden mejorar mediante el uso de nanofluidos, ya que, fenómenos como aumento en la mojabilidad, cambio en la tensión superficial, alteración de la superficie de transferencia de calor y deposición de nanopartículas, son las teorías más aceptadas por los investigadores para describir los fenómenos que ocurren con la adición de nanopartículas a un fluido base.

Tabla 2-3 Trabajos experimentales usando tubos de calor

Fluido base	Material capilar	Concentración y tipo de nanopartículas y surfactante	Orientación	Resultados principales	Autores
Agua	Malla apantallada	-	Se usó con inclinaciones de 0, 30, 60 y 90°	El ángulo de inclinación no tiene un efecto significativo sobre el rendimiento del tubo de calor, a excepción de cuando se puso el evaporador por encima del condensador. Allí se dan mayores aumentos de temperatura y con ello se aumenta la resistencia térmica	(Mahdavi, Tiari, De Schampheleir e, & Qiu, 2018)

Agua	Malla apantallada	Al ₂ O ₃ , CuO y TiO ₂	Horizontal	Numéricamente hallaron que las concentraciones óptimas de Al ₂ O ₃ , y TiO ₂ era de 25% v/v y de CuO 35% v/v para encontrar mejoras en el límite capilar. Así mismo, la resistencia se redujo en 83%, 79% y 76% para Al ₂ O ₃ , CuO y TiO ₂ , respectivamente.	(Poplaski et al., 2017)
Agua desionizada	Malla apantallada	Usaron tratamiento químico superficial para cambiar el ángulo de contacto del fluido	Horizontal	Los tratamientos superficiales generan un incremento en la capilaridad, pero hacen que el tubo de calor falle rápidamente a altos flujos de calor en el evaporador. No obstante, con un ángulo de contacto de 13° se obtienen los mejores rendimientos térmicos.	(Wong, Cheng, & Tu, 2017)
Agua	Material sinterizado	Al ₂ O ₃ y CuO	Horizontal	En su estudio numérico hallaron que con el uso de nanopartículas de CuO se puede reducir hasta 68% la resistencia térmica con altas concentraciones de nanopartículas.	(Brahim & Jemni, 2016)
Agua destilada	Malla apantallada	Óxido de grafeno a 0,01 y 0,03% v/v	Vertical	El límite capilar del tubo de calor incrementó con el uso de nanofluidos, debido a las nanopartículas depositadas que modifican el radio efectivo capilar y el ángulo de contacto del fluido, lo que incrementó el bombeo capilar. Por esta razón, se redujo 25% la resistencia térmica.	(Kim & Bang, 2016)
Agua destilada	Malla apantallada	Cu a 0,5% p/p	45, 60, y 90°	En posición vertical, obtuvieron una reducción del 27% de la resistencia térmica comparada con la operación con agua	(Kole & Dey, 2013)
Agua desionizada	Malla apantallada	Plata a concentraciones desde 0,003 hasta 0,009% v/v	Horizontal	El uso de nanopartículas mejora el funcionamiento del tubo por capilaridad 21%. Así mismo, se obtiene una reducción máxima de 76,2% en la resistencia térmica y un aumento del 52,7% en el coeficiente de transferencia de calor.	(Asirvatham, Nimmagadda, & Wongwises, 2013)
Agua, etilenglicol y combinaciones	Malla apantallada	Al ₂ O ₃ , TiO ₂ , ZnO con concentraciones entre 1,0 y 5,0% v/v	-	Con el aumento de concentración de nanopartículas se incrementa el coeficiente de transferencia de calor y se reduce la resistencia térmica. Obteniendo mejores resultados para el Al ₂ O ₃ .	(Putra, Septiadi, Rahman, & Irwansyah, 2012)
Agua desionizada	-	Al ₂ O ₃ a 0, 1,0 y 3,0% p/p	-	La resistencia térmica reduce con el uso de nanofluidos por la	(Keshavarz Moraveji &

				modificación de la superficie de transferencia de calor	Razvarz, 2012)
Agua desionizada	Surcos acanalados	Al ₂ O ₃ a 0,5, 1,0 y 3.0% p/p	10 ,40 ,70, y 90°	Para longitudes del tubo de 0.3 m, 0.45 m, y 0.6 m el rendimiento térmico aumento 22,7%, 56,3%, and 35,1%, respectivamente, con respecto a la operación con agua.	(Hung et al., 2012)
Agua desionizada	Malla apantallada	CuO a 1,0% p/p	0, 45, 90°	Para el tubo de calor horizontal la resistencia térmica se redujo 58%, en posición vertical 55% y se aumentó 35% el coeficiente de transferencia de calor	(P. Y. Wang et al., 2012)
Agua desionizada	Malla apantallada	Cu	-	Se redujo la temperatura del evaporador debido a nanopartículas depositadas en la malla y con esto se redujo la resistencia térmica 19%, 15% y 15% a 100 W, 150 W y 200 W, respectivamente.	(Solomon, Ramachandran, & Pillai, 2012)
Agua desionizada	Malla apantallada	Plata a 50, 200 y 600 ppm	-	A 50 ppm obtuvieron el mejor rendimiento térmico, dada una reducción del 30% en la resistencia térmica a 488 W	(Hajian, Layeghi, & Abbaspour Sani, 2012)
Agua desionizada	Malla apantallada	Plata y cobre, con PVP. Las concentraciones de nanopartículas fueron de 0,01 y 0,1% p/p	Horizontal	Experimentalmente hallaron que la eficiencia de un tubo de calor podría mejorar 14% usando nanofluidos, ya que lograron reducción en la temperatura del evaporador entre 3 y 27°C	(Shukla, Solomon, Pillai, & Ibrahim, 2010)
Agua destilada	Surcos	Cu, CuO, SiO	Horizontal	Hallaron que las nanopartículas de Cu y CuO mejoran el rendimiento térmico del tubo de calor, mientras que las de SiO lo deteriora. Esto se debió a la forma en la que se depositan las nanopartículas en la superficie de transferencia de calor	(Zhen Hua Liu, Li, & Bao, 2011)

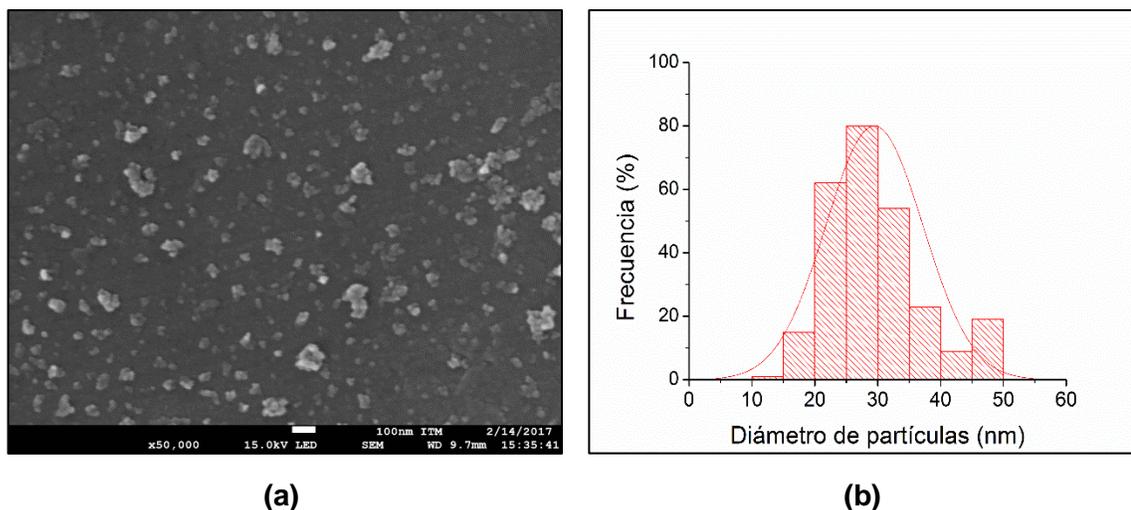
3. Metodología

En este capítulo se describirán las actividades que apuntan al logro de los objetivos de la presente tesis, describiendo los parámetros más importantes, los instrumentos y el tratamiento de cada una de las variables obtenidas.

3.1 Nanopartículas y aditivos químicos usados para la preparación de nanofluidos

Nanopartículas de alúmina (Al_2O_3) comerciales (Sigma-Aldrich Pty, Ltd.), fueron usadas para la preparación de nanofluidos. El tamaño y la morfología de las nanopartículas fueron caracterizadas por medio de un microscopio electrónico de barrido (FE-SEM) JEOL JSM7100F (JEOL Ltd., Japón) en el Instituto Tecnológico Metropolitano - ITM (Colombia). La Figura 3-1a y b muestran una imagen típica de FE-SEM y la distribución de tamaños de partículas, respectivamente. De esta manera, se observó que las nanopartículas tenían una morfología aproximadamente esférica, con tamaños de partículas entre 12 y 50 nm, siendo el diámetro promedio $29,47 \pm 7,71$ nm como se observa en la Figura 3-1b. En el Anexo A se resume los datos técnicos más importantes de las nanopartículas de Al_2O_3 . La elección de nanopartículas de Al_2O_3 para la preparación de los nanofluidos se debe a la amplia disponibilidad de información que se halló en la literatura, donde cada investigador se refiere a la mejora en propiedades como la conductividad térmica de un fluido base con las dispersiones de este tipo de nanopartículas (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, Toprak, et al., 2015; Xia, Jiang, Liu, & Zhai, 2014c).

Figura 3-1(a) Imagen SEM de las nanopartículas de Al_2O_3 e (b) histograma de distribución de tamaño de partículas.



Por otra parte, el surfactante aniónico sodio dodecil benceno sulfonato (SDBS, por sus siglas en inglés), Sigma-Aldrich Pty, Ltd., fue usado como estabilizador de las nanopartículas en el nanofluido. En el Anexo A se resumen los datos técnicos más importantes del SDBS. Así mismo, como fluido base, se usó agua desionizada de laboratorio tipo 1, con una conductividad eléctrica inferior a $0,5 \mu\text{S}/\text{cm}^3$, la cual fue medida con un medidor multiparamétrico para la calidad del agua HI 9828.

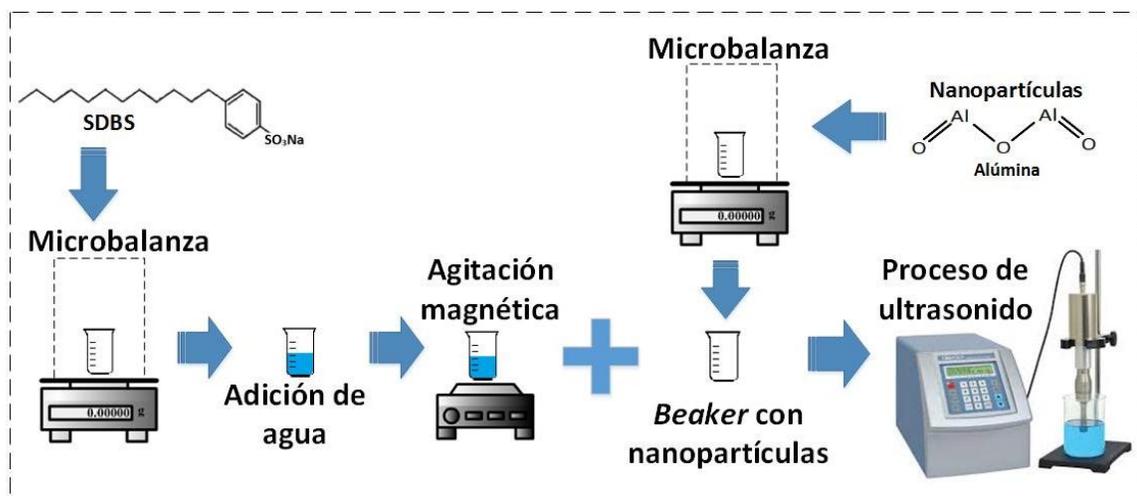
Para la fase de preparación de nanofluidos, se usó el método de dos pasos, el cual consiste en la obtención de nanopartículas, generalmente como un polvo seco y su posterior dispersión en un fluido base. Para este caso se realizaron una serie de actividades que se listan a continuación y cuyo esquema experimental se muestra en la Figura 3-2.

1. Se pesó el SDBS en un *beaker* de 30 ml usando una microbalanza Precisa EP225-DR, Precisa, Suiza, la cual tiene una resolución de $0,01 \text{ mg}/0,1 \text{ mg}$. Luego, el SDBS se dispersó en 20 mL de agua y la mezcla se llevó a un agitador magnético PC-420D, Corning Inc., USA, por 10 minutos, a 1000 RPM y a temperatura ambiente.
2. Mientras el proceso de agitación magnética se llevaba a cabo, las nanopartículas de Al_2O_3 se pasaban en la microbalanza de alta precisión, y luego de terminar el proceso de agitación magnética, las nanopartículas de Al_2O_3 se agregaban a la mezcla de agua con SDBS.

3. La mezcla de agua, SDBS y Al_2O_3 contenida en el *beaker*, fue llevado al proceso de ultrasonido, usando un sonicador Q500 (20 kHz, Qsonica LLC, USA), con el fin de romper los aglomerados de nanopartículas y dispersarlas en el fluido base. El *beaker* se ubicó dentro de un contenedor con agua a temperatura ambiente, el cual sirvió como sumidero de calor para evitar la evaporación del fluido base. Al mismo tiempo, la sonda del sistema de ultrasonido se sumergió dentro del *beaker* (Taurozzi, Hackley, & Wiesner, 2012). El proceso se realizó por 20 minutos, a una amplitud de 30% de la máxima frecuencia y pulsos ajustados de un minuto de sonicación por dos minutos de reposo (1 on - 2 off). Por análisis experimentales previos y recomendación de Cacua, et al. (2017) y Mahbulul et al. (2015) La punta de la sonda de ultrasonido, se debió cambiar cada 5 minutos, con el fin de prevenir la contaminación del nanofluidos con partículas de aleación de titanio (material del cual está hecho la punta de la sonda), debido a la erosión por largos lapsos de trabajo .

4. Luego de pasar los 20 minutos de preparación de los nanofluidos, estos fueron usados para las mediciones de absorbancia por medio de UV-vis, inspección visual y conductividad térmica. Además, para las mediciones de las propiedades termo-físicas y finalmente para el uso en el tubo de calor.

Figura 3-2 Esquema experimental de la preparación de nanofluidos



En el Anexo B se presentan las características técnicas de los instrumentos usados en la preparación de nanofluidos.

3.2 Preparación, caracterización y selección de los nanofluidos

A continuación, se resume todos los pasos realizados para la selección inicial de los nanofluidos más estables y el método de preparación. Así mismo, se muestra los procedimientos y los equipos que se usaron para la caracterización de las propiedades termo-físicas de los nanofluidos con la mayor estabilidad, los cuales, a su vez, se emplearon para las pruebas de rendimiento térmico y de límite capilar de un tubo de calor.

3.2.1 Preparación y selección de nanofluidos más estables

Antes de realizar las pruebas de los nanofluidos en un tubo de calor, se realizó un análisis simple de estabilidad. Para esto, se prepararon varios nanofluidos con concentraciones en peso de nanopartículas de 0,1%, 0,5% y 1,0% y con concentraciones de surfactante de 1 CMC y 5 CMC (CMC: concentración crítica micelar), que correspondían a concentraciones en peso de 0,064% y 0,32%, respectivamente. También se prepararon nanofluidos con las concentraciones de nanopartículas mencionadas y sin la adición de surfactantes. En la Tabla 3-1 se resume el diseño experimental 3^2 usado para la preparación de nanofluidos, donde se tenían dos factores (concentración de nanopartículas y surfactante) y tres niveles de concentración de cada factor.

Tabla 3-1 Diseño experimental para la preparación de nanofluidos

Diseño experimental			
Factores	Dominio experimental		
	Nivel bajo (%p/p)	Nivel medio (%p/p)	Nivel alto (%p/p)
Concentración de Al₂O₃	0,1	0,5	1,0
Concentración de SDBS	Sin surfactante	0,064	0,32

El orden de corrida experimental fue dado por el software Minitab 17 y se especifica en la Tabla 3-2. Adicionalmente, se realizaron dos réplicas por nanofluido y la preparación de cada nanofluido se hacía aleatoriamente, con el fin de mantener el equilibrio de condiciones externas o no controlables que pudieran influir los resultados experimentales. Por ejemplo, temperatura ambiente y humedad relativa.

Tabla 3-2 Orden de preparación de nanofluidos de Al_2O_3 con SDBS

Orden de corrida	Concentración de nanopartículas (%p/p)	Concentración de surfactante (%p/p)
1	1,0	0,320
2	1,0	0,064
3	0,5	0,000
4	0,5	0,320
5	1,0	0,320
6	0,1	0,064
7	1,0	0,000
8	0,1	0,320
9	0,1	0,000
10	0,1	0,320
11	1,0	0,000
12	0,5	0,064
13	0,5	0,320
14	0,5	0,000
15	0,1	0,064
16	1,0	0,064
17	0,1	0,000
18	0,5	0,064

Para determinar la estabilidad de los nanofluidos, se usó un espectrofotómetro UV–Vis Agilent 8453 (Agilent technologies 2000; Germany). Ya que, las mediciones de absorbancia de las suspensiones podrían proveer una caracterización cuantitativa de la estabilidad. La longitud de onda de absorbancia máxima para la Al_2O_3 en una dispersión acuosa fue de 288 nm, la cual fue previamente determinada por Cacua et al. (2017) basados en teorías

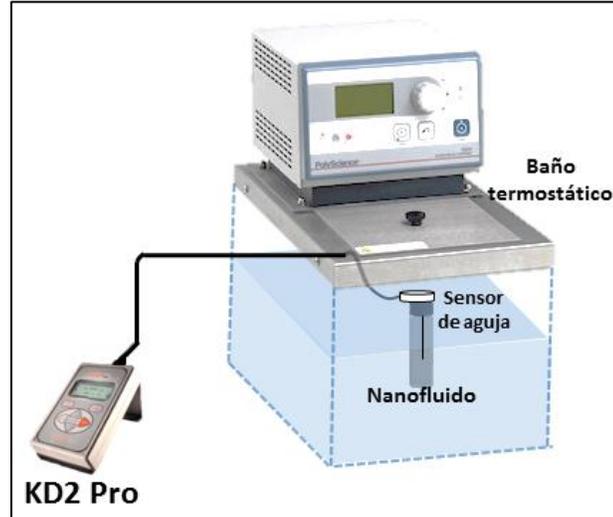
del medio efectivo Maxwell-Garnett para el cálculo de propiedades ópticas. Todas las muestras resumidas en la Tabla 3-2 se midieron luego de la preparación del nanofluido y se realizaron medidas continuas durante 20 días. A partir de este periodo, se obtuvo una reducción en la absorbancia y con ello, se hizo una comparación cuantitativa para determinar los nanofluidos que tenían menor variación en el tiempo. Adicionalmente, se confrontaron estos datos con una inspección visual, la cual se realizó mediante fotos que permitieron notar el proceso de sedimentación de nanopartículas.

3.2.2 Medición de la estabilidad y de propiedades termo-físicas de los nanofluidos

Los nanofluidos que resultaron ser los más estables después de veinte días de mediciones de absorbancia, fueron replicados con dos finalidades, la primera, se trataba de la medición de las propiedades termo-físicas como la conductividad térmica, viscosidad, tensión superficial y densidad, también se hizo un estudio más profundo de la estabilidad mediante mediciones de potencial Zeta, pH y distribución y tamaño de partículas (DLS, por sus siglas en inglés). Lo anterior es un método para la evaluación del cambio de las propiedades del fluido base con la dispersión de nanopartículas sugerido, entre otros, por Colangelo et al. (2016) y. Sarsam, et al. (2016), donde básicamente se busca evaluar la estabilidad de los nanofluidos y el cambio de las propiedades termo-físicas que podrían afectar la aplicación de los nanofluidos en diferentes sistemas.

▪ Medición de la conductividad térmica

Para la medición de la conductividad térmica de los nanofluidos se usó un medidor de hilo caliente transitorio KD2 pro, Decagon Devices, Inc., (Pullman, WA, USA). Todas las mediciones se realizaron contralando la temperatura por medio de un baño termostático, en un rango de 15 °C a 40°C y con variaciones de 5 °C. El montaje experimental usado para este fin se muestra en la Figura 3-3, donde se usó un vial con tapa como contenedor del nanofluido, el cual, se sumergió dentro del agua del baño termostático. Adicionalmente, el sensor de aguja se instaló en la parte superior del vial, asegurando su completo contacto con el fluido. Se realizaron 10 mediciones de cada muestra y entre medición se esperaban 15 minutos como lo recomienda el fabricante del equipo, con el fin de alcanzar el equilibrio entre la temperatura del fluido y del sensor. Para cada nanofluido, se realizaron 2 réplicas como mínimo.

Figura 3-3 Montaje experimental para la medición de conductividad térmica

■ Medición de viscosidad

Las mediciones de viscosidad se realizaron en un reómetro de torque Physica MCR 101, Anton Paar, Graz, Austria, mostrado en la Figura 3-4. Este dispositivo permite controlar torques entre $0,5$ y $125 \cdot 10^3 \mu\text{N}\cdot\text{m}$ y fuerzas normales que van desde $0,1$ hasta 30 N , con resoluciones de $0,002 \mu\text{N}\cdot\text{m}$ y $0,02 \text{ N}$, respectivamente. Las mediciones de cada nanofluido se llevaron a cabo usando una geometría cono-plato de un diámetro de 50 mm y una inclinación de 1° . La velocidad de cizalla (*Shear rate*) se ajustó desde 100 hasta 1000 s^{-1} , con temperaturas de $10 \text{ }^\circ\text{C}$, $30 \text{ }^\circ\text{C}$ y $50 \text{ }^\circ\text{C}$ controladas mediante un sistema de *Peltier* de control de temperatura. Todas las mediciones se realizaron con un *gap* de $0,102 \text{ mm}$ y un periodo inicial de estabilización de temperatura de 100 s . Así mismo, todos los nanofluidos fueron sumergidos en un baño termostático, antes de medirse en el reómetro, para ajustar su temperatura luego de cada proceso de preparación.

Figura 3-4 Reómetro de torque Physica MCR 101

▪ Tensión superficial

Las mediciones se realizaron en el tensiómetro de volumen de gota (*Drop volumen tensiometer*) LAUDA TVT 2, LAUDA- Königshofen, Alemania, mostrado en la Figura 3-5. El dispositivo cuenta con un sistema óptico para la detección de caída de gotas y una jeringa con aguja como elemento capilar. El dispositivo tiene una resolución de $\pm 0,01$ mN/m y una precisión de 0,3 mN/m.

Para las mediciones realizadas, se involucró un capilar con un diámetro de 1,055 mm y una velocidad de formación de gotas de 0,6 s/ μ l. Inicialmente, se realizaron mediciones de agua para crear una línea base y se compararon con mediciones típicas para el agua en la literatura. Luego, cada nanofluido se midió después del proceso de preparación, ajustando mediante un baño termostático la temperatura a 25 °C. La tensión superficial para cada muestra se obtuvo como el valor promedio de cinco gotas de fluido y tres réplicas de cada nanofluido.

Figura 3-5 Drop volumen tensiometer LAUDA TVT 2

▪ Medición de densidad

La determinación de la densidad se realizó mediante un picnómetro, el cual es un instrumento de laboratorio sencillo para la medición de fluidos líquidos. El método consistió en mantener un volumen fijo de fluido y hacer comparaciones de densidades entre el agua y los nanofluidos preparados. Inicialmente, se usó un picnómetro de 5 mL. El cual, se posicionó en una microbalanza Precisa EP225-DR, Precisa, Suiza, y allí se taraba su peso. Posteriormente, se llenaba con agua o nanofluido y se tapaba, asegurando que se el líquido ocupara todo el volumen del picnómetro, y se tomaban los datos del peso indicado por la microbalanza. Antes de pesarse, se aseguraba que el fluido contenido alcanzara temperatura ambiente, la cual estaba entre 23 y 25 °C. Finalmente, el cálculo de la densidad estaba dado por la ecuación (3.1)

$$\rho = \frac{m_l}{V_l} \quad (3.1)$$

Donde ρ es la densidad en del líquido en kg/m^3 , m_l es la masa de fluido dada por la microbalanza en kg y V_l es el volumen del líquido usado para llenar el picnómetro en m^3

▪ **Medición del pH**

Para cuantificar el cambio de pH de los nanofluidos y del fluido base, se usó un medidor de pH Sension+ PH3 Basic laboratory pH & ORP Meter, Hach, USA, con una resolución de 0,01. En este paso, no se realizó ningún control de pH, sólo se hacían mediciones para el agua antes de preparar cada nanofluido y luego del proceso de preparación. Las mediciones se llevaron a cabo a temperatura ambiente, la cual estuvo entre 23 y 25 °C.

▪ **Distribución y tamaño de partículas (DLS) y potencial Zeta.**

Tanto las mediciones de potencial Zeta y de DLS se realizaron en un Nanoplus, Micromeritics Instrument Corporation., USA, mostrado en la Figura 3-6, a una temperatura ajustada de 25 °C. Para las mediciones de tamaño y distribución de partículas, se hicieron mediciones justo después de preparar cada nanofluido, y luego se realizó un seguimiento durante 6 semanas, con el fin de evaluar los cambios que ocurrían en el tiempo. Por otro lado, el potencial Zeta, se midió luego de la preparación de cada nanofluido y los resultados se enlazaron con los obtenidos en las mediciones de pH.

Figura 3-6 Medidor Nanoplus para potencial Zeta y DLS



3.3 Montaje, instrumentación y puesta en marcha del tubo de calor

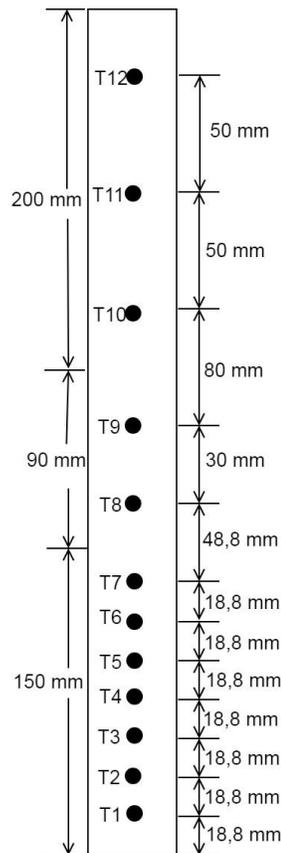
A continuación, se describirán los instrumentos, elementos básicos y los pasos a seguir para el ensamblaje del tubo de calor. Así mismo, se detallará la puesta en marcha y las

condiciones de operación que se tuvieron en cuenta para obtener los resultados de las pruebas de rendimiento térmico y límite capilar de tubo de calor.

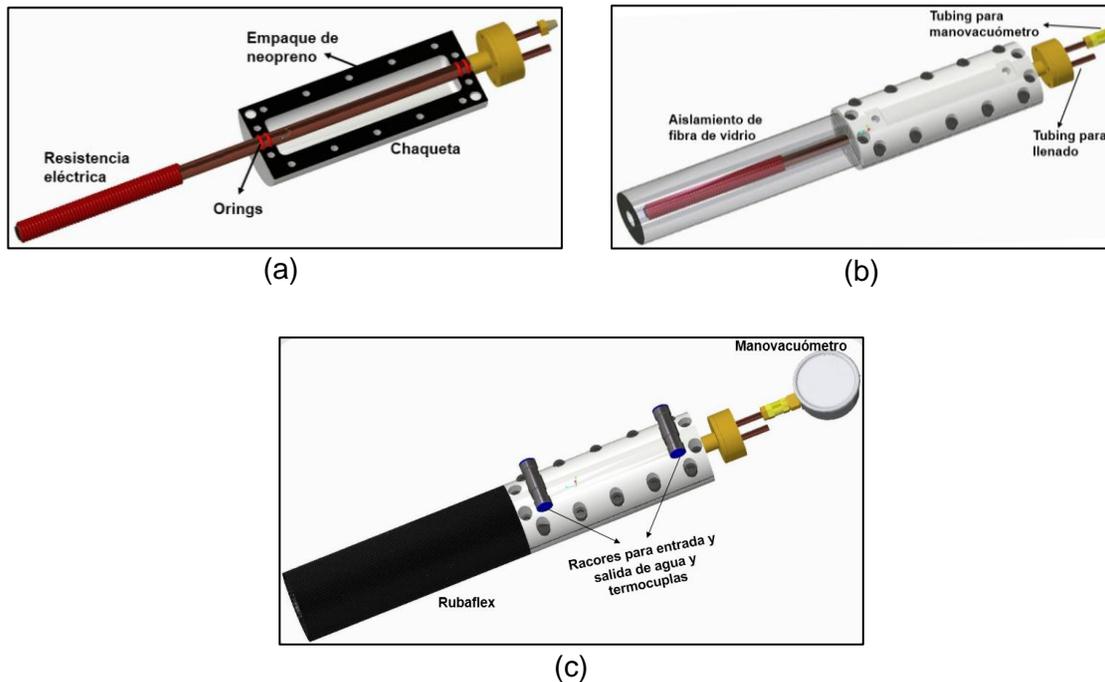
3.3.1 Montaje e instrumentación

El montaje del tubo de calor consistía en un contenedor de cobre con un diámetro interno y externo de 9,525 mm (3/8") y 12,7 mm (1/2"), respectivamente, y una longitud de 440 mm. El tubo a su vez tenía su parte inferior sellada y su parte superior abierta y con una brida de bronce soldada. Antes de instalar las termocuplas o cualquier otro elemento en el tubo de cobre, se realizó la limpieza de este. Inicialmente, se limpió el interior del tubo usando jabón, agua y un escobillón. La limpieza debía asegurar que el tubo quedara completamente libre de suciedades e impurezas para evitar alguna resistencia térmica adicional en el funcionamiento. Luego, el tubo se purgó con agua desionizada y finalmente con acetona. En los pasos más adelante, luego de instalar la resistencia eléctrica y el sistema de vacío, se eliminaron los rastros de humedad al interior del tubo, esto se lograba generando vacío mientras se aplicaba un flujo de calor por medio de la resistencia eléctrica. La parte exterior del tubo, también se limpió para remover suciedades, impurezas y restos de óxidos que pudieran generar una resistencia térmica. La limpieza se llevó a cabo con una solución de ácido sulfúrico al 10% y agua desionizada.

Por otra parte, una resistencia eléctrica flexible de 250 W y 150 ohmios se envolvió en la zona del evaporador, ocupando una longitud de 150 mm. Para simular un sumidero de calor, se instaló una chaqueta de nilón, la cual tenía una longitud de 200 mm y un diámetro de 70 mm. Así mismo, la zona adiabática tenía una longitud de 90 mm. Un arreglo de 12 termocuplas tipo T se instaló en la longitud del tubo de cobre para la medición de temperatura. De esta manera, en la Figura 3-7 se muestra la distribución de las termocuplas a lo largo del tubo de calor. Estas se posicionaron en la superficie del contenedor de cobre y se fijaron con cinta de alta conductividad marca Kapton. Las termocuplas estaban ubicadas desde la T1 hasta la T7 en la zona del evaporador, la T8 y la T9 en la zona adiabática y desde T10 hasta T12 en la zona del condensador.

Figura 3-7 Distribución de termopares en el tubo de calor

En la Figura 3-8 se observa el ensamblaje del tubo de calor. En la Figura 3-8a se puede apreciar el montaje de cada uno de los elementos alrededor del tubo de cobre, tales como la resistencia eléctrica y la chaqueta de refrigeración, la cual tiene 14 perforaciones roscadas para instalar la misma cantidad de tornillos de 6 mm. Además, para evitar fugas del agua de refrigeración, se instalaron empaques de neopreno y 4 Orings de 3 mm, 2 ubicados en la parte superior y 2 en la inferior de la chaqueta. La Figura 3-8b muestra el aspecto del tubo después de haberse sellado la chaqueta y de instalar fibra de vidrio para el aislamiento térmico de la zona del evaporador y zona adiabática. En la parte superior, se puede observar un cabezal conformado por una brida y con dos tubing de 1/4" soldados, uno para la conexión al sistema de llenado y el otro para la instalación del manovacúmetro mediante un niple de 1/4" NPT, el cual tiene un rango de medida desde -30 inHg hasta 30 PSI. Esto se puede notar en la Figura 3-8c, donde adicionalmente, se observan dos racores en T para la instalación de las líneas de entrada y salida de agua y para los termopares tipo J de medición de temperatura del agua. Así mismo se puede apreciar un recubrimiento con Rubaflex, que es un aislante térmico, y tiene como fin sostener la capa fibra de vidrio.

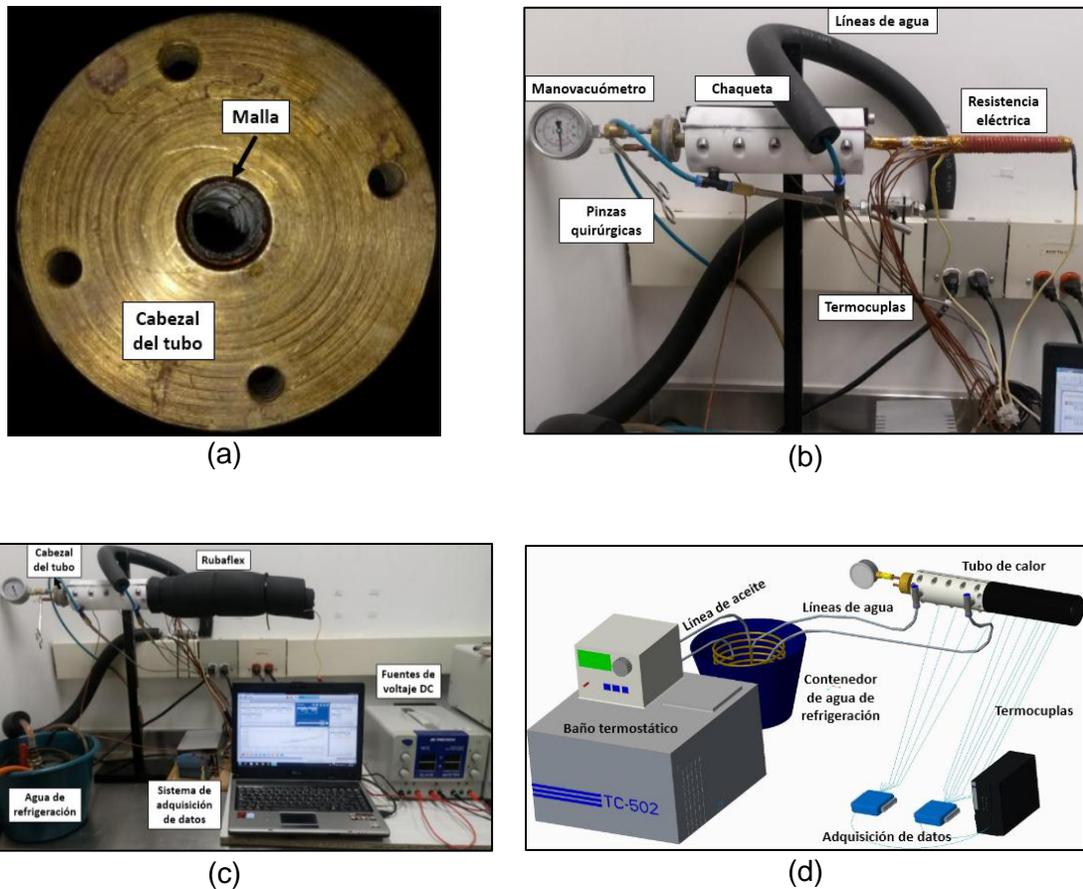
Figura 3-8 Ensamblaje del tubo de calor

En la Figura 3-9 se puede notar el ensamblaje y montaje real del tubo de calor, teniendo en cuenta que, para las pruebas de esta tesis, se usó en orientación horizontal. Como material capilar, se usó una malla de acero inoxidable número 200, la cual fue instalada dentro del tubo asegurando que tuviera 3 vueltas y estuviera en pleno contacto con las paredes interiores del tubo como se muestra en la Figura 3-9a. Sin embargo, antes de instalarse la malla, esta se lavó con abundante agua y jabón para remover los restos de grasa o cualquier contaminante. Luego, se usó agua desionizada para remover todo rastro de agua del grifo y se secó con una pistola de calor. Así mismo, se usó acetona por sus propiedades disolventes para eliminar cualquier resto de impureza que haya quedado después de los anteriores pasos. Por último, se llevó a un horno de secado durante 2 horas a 80 °C.

Posteriormente, luego de instalarse la malla dentro del tubo, se realizó el sellado del cabezal. Para este fin, junto con el ensamblaje de las bridas mediante tornillos de 4 mm, se usó un sellador epóxico de alto vacío (*Vacuum epoxy, low vapor pressure TS10*), el cual aseguraba cero infiltraciones de aire después del proceso de vacío, que se explicará posteriormente en este capítulo. En la Figura 3-9b se puede observar el montaje

experimental sin aislamiento, con las partes ya mencionadas y con unas pinzas quirúrgicas, las cuales hacen las veces de válvula para el posterior proceso de llenado y vacío. Para esto, las pinzas sujetaban y cerraban el paso de una manguera de baja porosidad Tygon de 1/4 de pulgada, la cual se instaló en uno de los tubing que estaba sodados en el cabezal del tubo. Dado que era una manguera flexible, entró a presión en el tubing y quedó completamente ajustada y por su baja porosidad, evitaba las infiltraciones luego del proceso de vacío.

Figura 3-9 Montaje real del tubo de calor. (a) Instalación de la malla, (b) montaje sin aislamiento y (c) representación real y (d) gráfico de todo el montaje.



Por otra parte, en la Figura 3-9c-d se puede observar el montaje completo del tubo de calor con aislamiento. Se usó un sistema de adquisición de datos, USB-TEMP and TC series USB (DAQ) (*Measurement Computing* (MC), USA), para la recolección de datos de temperatura. Con este, se logró obtener con alta precisión datos de temperatura cada segundo. A su vez, el software DAQami 4.2.1f0, se encargaba de procesar los datos de

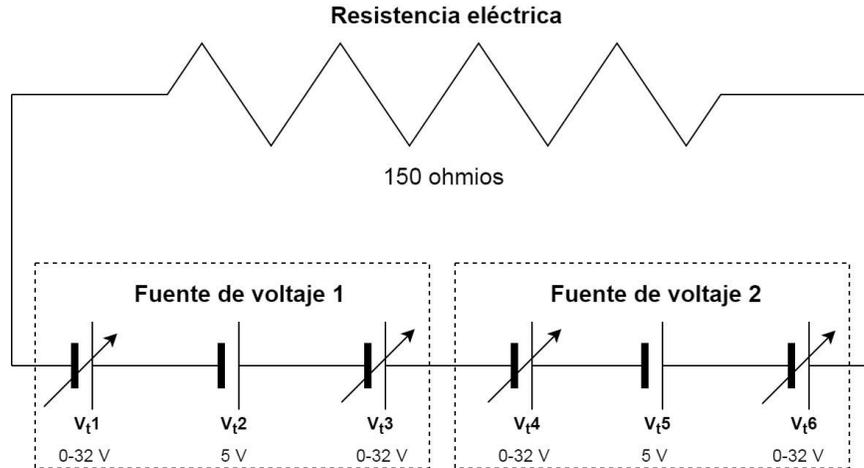
temperatura y graficarlos. Por otro lado, la refrigeración del tubo de calor estuvo gobernada en primera instancia por un baño termostático de aceite TC-502, Brookfield, Teherán, Irán, el cual se usaba para refrigerar un contenedor con agua desionizada, mediante recirculación de aceite térmico y un serpentín de cobre sumergido en el contenedor. Luego, por medio de una bomba de inmersión, el agua de refrigeración se recirculaba por la chaqueta de refrigeración en la zona de condensación, a una temperatura de entrada de $23\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0,5$ y con un flujo másico de $0,0298\text{ kg/s} \pm 0,0011$. Las líneas de agua de refrigeración fueron aisladas con Rubaflex para evitar la menor caída de temperatura.

Por otra parte, para alimentar la resistencia eléctrica se usaron dos fuentes DC de voltaje variables BK 1672, TEquipment LLC Company, USA. Las cuales contaban con una triple salida, dos de ellas variables de 0 a 32 V y una fija de 5 V. En la Figura 3-10 se muestra la conexión de la resistencia eléctrica con las dos fuentes de voltaje. Cada una de las salidas de las fuentes se conectaron en serie para obtener una suma de voltaje y con ello un cambio de corriente. Finalmente, la potencia consumida por la resistencia está expresada según la ley de ohm en la ecuación (3.2)

$$P_t = V_t \cdot I \quad (3.2)$$

Donde P_t es la potencia disipada en W por la resistencia eléctrica, V_t es el voltaje variado desde las fuente e I es la corriente eléctrica en A mostrada en el display de la fuente. Sin embargo, la potencia es el resultado de diferentes combinaciones dada la variación del voltaje de cada fuente, de esta manera la ecuación (3.2) quedaría como muestra la ecuación (3.3) recordando que V_{t2} y V_{t5} son fuentes fijas de 5 V.

$$P_t = (V_{t1} + V_{t2} + V_{t3} + V_{t4} + V_{t5} + V_{t6}) \cdot I \quad (3.3)$$

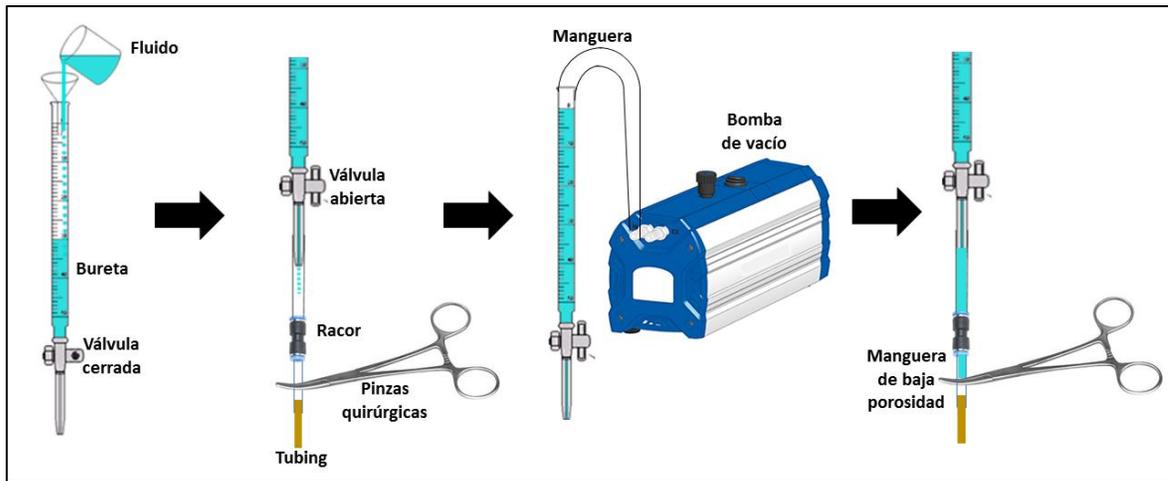
Figura 3-10 Conexión de la resistencia eléctrica

3.3.2 Puesta en marcha

Antes de la puesta en marcha del tubo de calor, primero se debió asegurar que al interior del tubo no existieran rastro de humedad como se indicó anteriormente, para esto se realizó un trabajo en conjunto de calentamiento con la resistencia térmica y un proceso de vacío con una bomba de vacío ME 1C, VACUUMBRAND GMBH, Alemania. Luego de ese proceso, el sistema se llevó a una presión de vacío de -22 inHg. Lo que permitió, eliminar los gases no condensables al interior del tubo, los cuales son una resistencia térmica que pueden deteriorar el rendimiento térmico del tubo de calor cuando entre en operación, adicionalmente, modificando la presión de vacío se lograba modificar la temperatura de saturación del fluido.

Una vez se fijó la presión de vacío, se procedió al llenado. En la Figura 3-11 se muestran los pasos que se siguieron para este propósito. En primer lugar, se llenaba una bureta de 5 mL con la cantidad de fluido necesaria. Luego, mediante un racor de 1/4" y mangueras de baja porosidad, se conectó la bureta con el tubing que estaba en el cabezal del tubo de calor. Las pinzas quirúrgicas impedían el paso de fluido al interior del tubo y la infiltración de aire. Mientras tanto, con la ayuda de la bomba de vacío, se hizo el proceso de desaireación. El cual consistía en remover todas las burbujas de aire presentes en el fluido y aquellas que quedaron acumuladas entre las pinzas y la salida de la bureta. Una vez que este espacio estuviera lleno, se abrían progresivamente las pinzas hasta dejar pasar la cantidad de fluido necesaria para llenar el tubo.

Figura 3-11 Llenado del tubo de calor



Para obtener el volumen de llenado del tubo, se debe tener en cuenta la saturación completa de la malla, de esta manera, se debe calcular el volumen necesario para cubrirla completamente con el fluido de trabajo. Así, lo primero que se halló, fue la porosidad del material capilar (ϵ) o el también llamado volumen de poros. Para este caso, el volumen de los poros de la malla de acero inoxidable número 200 se halló usando la ecuación (3.4) (ESDU, 1979; Reay & Kew, 2006)

$$\epsilon = 1 - \frac{1.05\pi \cdot N \cdot d_c}{4} \quad (3.4)$$

Donde:

ϵ : Porosidad

N : Número de malla (1/m)

d_c : Diámetro o espesor de hilo (m)

Considerando que el número de malla 200 equivale a 7936 m^{-1} , y que el diámetro del hilo equivale a $5 \times 10^{-5} \text{ m}$ (ESDU, 1979), se puede obtener la porosidad fácilmente. Así mismo, con la ecuación (3.5) se puede obtener la permeabilidad (K) del medio poroso. La cual está dada específicamente para mallas como materiales capilares.

$$K = \frac{d_c^2 \cdot \epsilon^3}{122 \cdot (1 - \epsilon)^2} \quad (3.5)$$

Donde K es la permeabilidad en m^2 . Luego, se obtiene el volumen ocupado por la estructura capilar, pero antes, se debe calcular el radio ocupado por el vapor al interior del tubo (r_{vapor}) mediante la ecuación (3.6).

$$r_{h,v} = \frac{\phi_{int.tubo} - 2(\#vueltas\ de\ malla \cdot 2 \cdot e)}{2} \quad (3.6)$$

Donde:

$r_{h,v}$: Radio interno del núcleo de vapor (m)

$\phi_{int.tubo}$: Diámetro interior del tubo de cobre (m)

e : Espesor de la malla (m)

El espesor de la malla para este caso fue de 8×10^{-5} m, además, el diámetro interior del tubo fue de $9,5 \times 10^{-3}$ m (3/8") y las vueltas de la malla 3. Por consiguiente, el volumen ocupado por el material poroso se puede obtener mediante la ecuación (3.7).

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} \cdot \phi_{int.tubo} - \pi \cdot r_{h,v}^2 \right) \cdot h \quad (3.7)$$

Donde:

V_c : Volumen del material poroso (m^3)

h : Altura del tubo (m)

Para este caso, la altura total del tubo fue de 0,44 m. De ahí, se calculó el volumen total de la malla, el cual dependía de la porosidad de material mediante la ecuación (3.8)

$$V_{t,c} = V_c \cdot \varepsilon \quad (3.8)$$

Finalmente, el volumen total, resulto ser un valor aproximado de $4,0 \times 10^{-6}$ m^3 , adicionalmente, como factor de seguridad, para prevenir un secador rápido de la malla y para asegurar su completa saturación se trabajó con un exceso del 10%, lo que correspondía a aproximadamente $4,4 \times 10^{-6}$ m^3 . Este valor fue usado tanto para las pruebas con agua y con nanofluidos.

Por otra parte, luego del llenado y asegurando que el tubo estuviera en posición horizontal, se realizaron las pruebas experimentales. Inicialmente se hizo una línea base con agua, la cual consistía en variar la potencia de la resistencia eléctrica de a 5 W cada media hora. El tubo de calor tardaba por lo menos 5 minutos en alcanzar estado estacionario. De esta manera, el sistema de adquisición de datos iba graficando los cambios de temperatura que sucedían en toda la longitud del tubo. Cuando ocurría un aumento espontáneo de la temperatura que se prolongara en el tiempo y no permitiera alcanzar estado estacionario, se daba por terminada la prueba y esto se le atribuía a un fallo en la operación del tubo por alcanzar límite capilar. Así mismo, se realizaron las pruebas usando nanofluidos. Para cada réplica, se aseguró que por lo menos tres repeticiones se parecieran entre ellas, para asegurar la veracidad de la prueba y entre cada cambio de fluido, se repetían los pasos de lavado, cambio de malla y llenado. Para cada nanofluido preparado, se realizaron mediciones de potencial Zeta y DLS, para hacer una comparación con los resultados obtenidos durante la caracterización de los nanofluidos.

Adicionalmente, se midió el ángulo de contacto del agua y cada uno de los nanofluidos con respecto a la malla, esto se realizó mediante un analizador de forma de gota DSA 25E (*Drop Shape analyser*, Krüss, Alemania), el cual cuenta con una cámara óptica de alta resolución para captar videos del comportamiento de las gotas de fluido sobre una superficie, las cuales fueron analizadas mediante el *software Advance*, el cual permitía registrar datos de ángulo de contacto en milésimas de segundo. El dispositivo tiene una resolución de $0,01^\circ$ y una precisión de $0,3^\circ$. Finalmente, después de cada operación del tubo de calor se extrajo las mallas y se analizaron mediante una inspección visual y mediante imágenes FE-SEM.

3.4 Consideraciones teóricas y análisis de incertidumbre

Siete nanofluidos con tres concentraciones de Al_2O_3 y dos concentraciones de SDBS fueron usados para investigar experimentalmente el rendimiento térmico y el límite capilar de un tubo de calor. A continuación, se mostrarán las aproximaciones teóricas y el análisis de incertidumbre tenido en cuenta para realizar los cálculos correspondientes al rendimiento térmico y el límite capilar.

3.4.1 Rendimiento térmico

En particular, la caída de temperatura entre el evaporador y el condensador y de esta manera, el cambio de resistencia térmica son datos de interés para este trabajo. La resistencia térmica total es una combinación de resistencias en serie y paralelo que están causadas por la caída de temperatura entre el evaporador y el condensador del tubo de calor (Ghanbarpour, et al., 2015). Así la resistencia total se calcula mediante la ecuación (3.9).

$$R = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (3.9)$$

Donde:

R : Es la resistencia térmica total ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)

Q : La potencia de entrada (W)

T_e : Temperatura promedio en el evaporador (K)

T_c : Temperatura promedio en el condensador (K)

También, el coeficiente de transferencia de calor puede ser hallado mediante la ecuación (3.10)

$$h_e = \frac{Q_e}{A_e \Delta T_e} \quad (3.10)$$

Donde:

h_e : Coeficiente de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

Q_e : Es el flujo de calor de entrada en el evaporador (W)

A_e : Área del evaporador (m^2)

La diferencia de temperatura en el evaporador, ΔT_e , se puede calcular mediante la ecuación (3.11)

$$\Delta T_e = T_e - T_v \quad (3.11)$$

Donde:

T_v : Es la temperatura del vapor saturado la cual podría ser tomada desde la zona adiabática (K)

3.4.2 Límite capilar

El flujo de vapor y de líquido en un tubo de calor, están dados por la diferencia de presión en el evaporador y por la presión de bombeo capilar, respectivamente. Existen algunas pérdidas de presión que ocurren a lo largo del flujo de vapor y de líquido, y para que un tubo de calor pueda operar apropiadamente, debe existir un valor neto de presión de bombeo capilar entre el evaporador y el condensador más grande que las pérdidas por presión. De otra manera, habría una insuficiencia de líquido retornando del condensador al evaporador y esto causaría un secado en esta sección. De esta manera, usando estas pérdidas, el límite capilar de un tubo de calor puede ser calculado mediante la ecuación (3.12)

$$(\Delta P_c)_m \geq \int_{eff} \frac{\delta P_v}{dx} dx + \int_{eff} \frac{\delta P_l}{dx} dx + \Delta P_{ph,e} + \Delta P_{ph,c} + \Delta P_+ + \Delta P_{ll} \quad (3.12)$$

Donde:

$(\Delta P_c)_m$: Máxima diferencia de presión capilar generada en el material capilar entre puntos secos y mojados

$\frac{\delta P_l}{dx}$: Suma de caída de presiones inerciales y viscosas ocurridas en la fase vapor

$\frac{\delta P_l}{dx}$: Suma de caída de presiones inerciales y viscosas ocurridas en la fase líquida

$\Delta P_{ph,e}$: Gradiente de presión debido a la transición de fase en el evaporador

$\Delta P_{ph,c}$: Gradiente de presión debido a la transición de fase en el condensador

ΔP_+ : Caídas de presión hidrostática normal

ΔP_{ll} : Caídas de presión hidrostática axial

Se puede asumir que:

- Para la fase vapor, las pérdidas por viscosidad son tomadas en cuenta, pero los efectos inerciales son despreciados.
- Las pérdidas por transición de fase son despreciadas.
- El flujo de vapor se asume que va en dirección axial unidimensional.

Luego la ecuación (3.12) puede reescribirse como muestra la ecuación (3.13), la cual se deriva de la ecuación de conservación de momento.

$$\frac{2\sigma}{r_c} \geq \left(\frac{C \cdot f_v \cdot Re_v \cdot \mu_v}{2 \cdot r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} L_{eff} \cdot q \right) + \left(\frac{\mu_l}{K \cdot A_c \cdot \rho_l \cdot \lambda} \right) + (\rho_l \cdot g \cdot d_v \cdot \cos \psi) + (\rho_l \cdot g \cdot l_{eff} \cdot \sin \psi) \quad (3.13)$$

Donde:

σ : Tensión superficial del fluido

r_c : Radio efectivo capilar de la malla

C : Coeficiente de correlación

f_v : Coeficiente de fricción

Re_v : Número de Reynolds del vapor

μ_v : Viscosidad del vapor

$r_{h,v}$: Radio hidráulico del ducto del vapor

A_v : Área del espacio de vapor

ρ_v : Densidad del vapor

λ : Calor latente de vaporización

L_{eff} : Longitud efectiva del tubo de calor

q : Flux de calor

μ_l : Viscosidad del líquido

K : Permeabilidad de la malla

A_c : Área de la malla

ρ_l : Densidad del líquido

g : Gravedad

d_v : Diámetro del espacio de vapor

ψ : Ángulo de inclinación

Finalmente, despejando la ecuación (3.13) con el fin de hallar la máxima cantidad de calor que puede transferir el tubo de calor, se obtendría la ecuación (3.14).

$$q \geq \frac{\frac{2\sigma}{r_c} - \rho_l \cdot g \cdot (d_v \cdot \cos \psi + l_{eff} \cdot \sin \psi)}{\left(\frac{C \cdot f_v \cdot Re_v \cdot \mu_v}{2 \cdot r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} + \frac{\mu_l}{K \cdot A_c \cdot \rho_l \cdot \lambda} \right) \cdot L_{eff}} \quad (3.14)$$

3.4.3 Análisis de incertidumbre

El análisis de incertidumbre de los resultados experimentales se determinó mediante las especificaciones técnicas para cada instrumento y la desviación estándar de cada variable experimental. El cálculo de la incertidumbre para la potencia, la temperatura y la resistencia térmica se realizó mediante la ecuación (3.15), ecuación (3.16) y ecuación (3.17), respectivamente.

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \sqrt{\left(\frac{\Delta V}{V}\right)^2 + \left(\frac{\Delta I}{I}\right)^2} \quad (3.15)$$

$$\frac{\Delta T}{T} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \bar{T}_e}{\bar{T}_e}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \bar{T}_c}{\bar{T}_c}\right)^2} \quad (3.16)$$

$$\frac{\Delta R}{R} = \sqrt{\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta(\Delta T)}{\Delta T}\right)^2} \quad (3.17)$$

La precisión de las termocuplas fue de $\pm 0,3$ °C. La incertidumbre para el cálculo del flujo másico de agua de refrigeración se obtuvo mediante el flujo entregado por la bomba de

inmersión y mediciones en diferentes probetas de 100 mL y 50 mL. De esta manera, la incertidumbre para la medición de flujo másico fue de $\pm 0,0011$ kg/s.

Por otro lado, la incertidumbre asociada a la medición de la potencia de entrada al tubo de calor fue de $\pm 0,6\%$, para las mediciones de temperatura de $\pm 0,13\%$ y para la resistencia térmica $\pm 0,61\%$.

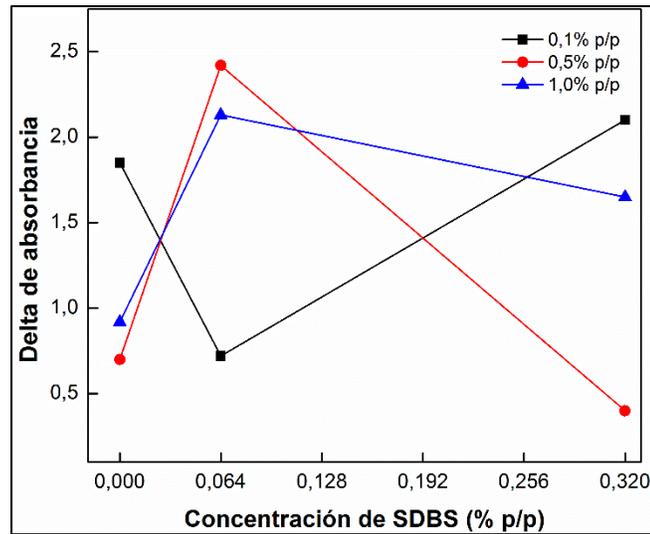
4. Resultados

En los subcapítulos posteriores se mostrará el análisis de estabilidad, la medición de las propiedades termo-físicas de los nanofluidos y los resultados de la puesta en operación de un tubo de calor. Para el cual, se seleccionaron 7 nanofluidos con diferentes concentraciones de nanopartículas de Al_2O_3 y surfactante SDBS y de ahí, se determinó su rendimiento térmico y el límite capilar.

4.1 Evaluación de la estabilidad de nanofluidos en estático

La Figura 4-1 muestra los resultados del análisis estadístico del diseño factorial 3^2 . El delta de absorbancia se refiere a la diferencia entre el valor de absorbancia medido el día de preparación de los nanofluidos y el valor dado 20 días después. Además, se muestran relacionados los valores para tres concentraciones de Al_2O_3 en función de la concentración de SDBS. Un valor de absorbancia cercano a cero, quiere decir baja reducción en la absorbancia durante 20 días, y con ello alta estabilidad del nanofluido. Esto se asocia a la presencia de nanopartículas de Al_2O_3 dispersas en el medio acuoso. Para este estudio experimental, la combinación más estable entre Al_2O_3 -SDBS fue de 0,5% p/p y 0,32% p/p, respectivamente. Para esta, hubo una baja reducción de absorbancia del 14,6% con respecto al día de preparación.

Figura 4-1 Resultado del análisis en estático del diseño factorial para diferentes concentraciones Al_2O_3 y SDBS



Para un análisis más profundo de la estabilidad de nanofluidos y para la caracterización de las propiedades termo-físicas se seleccionaron 7 nanofluidos a partir de la Figura 4-1, seis de ellos estables y uno inestable para observar cómo influye la estabilidad en las propiedades termo-físicas. Estos se muestran en la Tabla 4-1 y fueron replicados a las mismas condiciones de preparación.

A pesar de que para los nanofluidos con una concentración de nanopartículas en peso de 0,1% se detectó una alta reducción en absorbancia, la inspección visual de las muestras reveló un lento proceso de sedimentación, el cual era considerablemente menor que el tiempo requerido para realizar las mediciones de las propiedades termo-físicas. Adicionalmente, algunos reportes de literatura, han realizado sus trabajos usando esta concentración de nanopartículas (Khairul et al., 2016; Xia et al., 2014b).

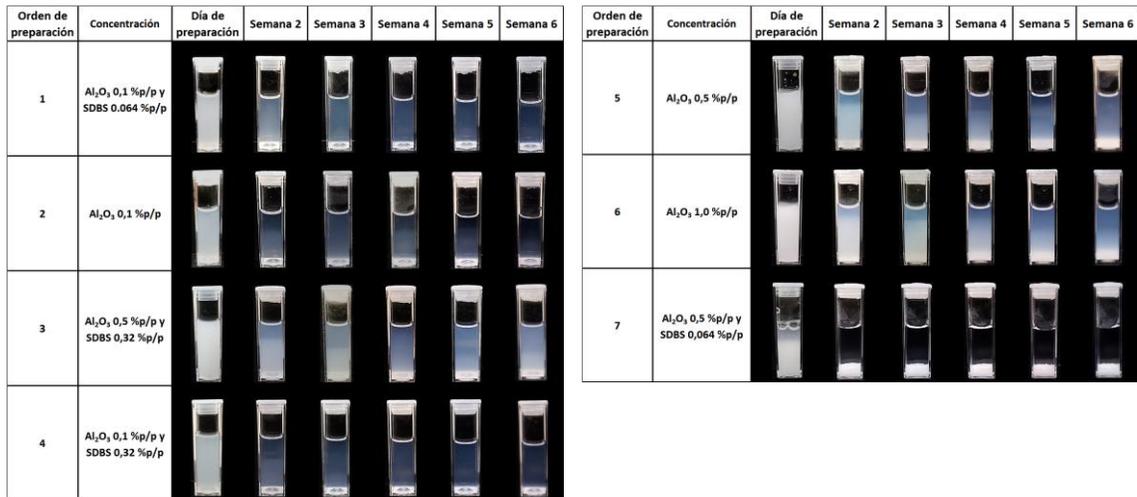
Tabla 4-1 Nanofluidos seleccionados para la medición de las propiedades termo-físicas y para las pruebas en tubo de calor

Orden de preparación de los nanofluidos	Concentración de Al_2O_3 (%p/p)	Concentración de SDBS (%p/p)
1	0,1	0,064
2	0,1	0,000
3	0,5	0,320

4	0,1	0,320
5	0,5	0,000
6	1,0	0,000
7	0,5	0,064

La inspección visual de los siete nanofluidos evaluados durante 6 semanas después de su preparación es mostrada en la Figura 4-2. Los nanofluidos del 1 al 6 exhiben nanopartículas dispersas en el tiempo. Sin embargo, se puede apreciar un rastro de sedimentación y de nanopartículas acumuladas en el fondo de la cubeta. Esto se da como resultado del proceso de aglomeración, el cual, cambia la concentración de la suspensión coloidal. La muestra número 7 (Dispersión inestable) presenta una clara evidencia de aglomeración y sedimentación de partículas, incluso el mismo día de preparación, donde se nota la separación de la fase sólida y líquida del sistema coloidal.

Figura 4-2 Resultado de la inspección visual de los nanofluidos

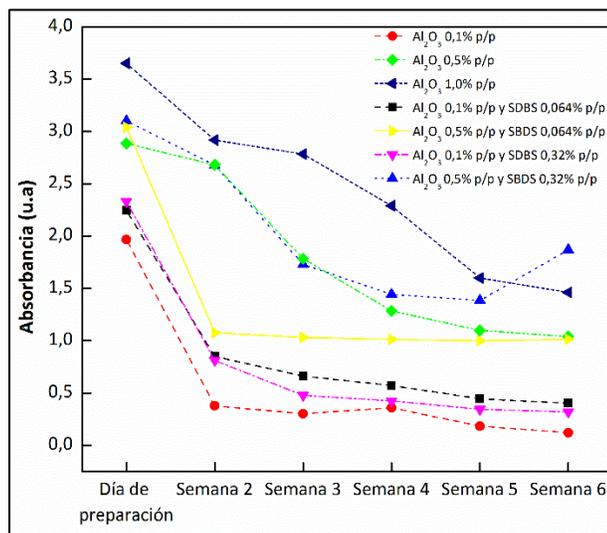


Las mediciones de absorbancia para cada nanofluido durante 6 semanas se muestran en la Figura 4-3. La reducción en la absorbancia puede notarse, así como se muestra en la inspección visual. Esta tendencia de la absorbancia se da como consecuencia principal de la aglomeración y sedimentación que, a su vez, se dan gracias a la alta energía superficial de las nanopartículas, a las fuerzas de van der Waals y a la colisión entre nanopartículas causadas por el movimiento Browniano (Arthur & Karim, 2016; Sarsam, Amiri, Zubir, et al., 2016). Sin embargo, al agregar SDBS a la dispersión, se mejoró su estabilidad, así como

lo revelan las mediciones de absorbancia. En consecuencia, la estabilidad obtenida para el nanofluido preparado con 0,1% p/p de Al_2O_3 y 0,064% p/p de SDBS mejoró 17% para el nanofluido con la misma concentración de nanopartículas y sin surfactante. Así mismo, con una concentración de SDBS de 0,32% p/p, la estabilidad del nanofluido mejoró 35% a diferencia del nanofluido preparado sin surfactante. Esto indica que, para esta concentración de nanopartículas al aumentar la concentración de SDBS, se mejoró la dispersión y con ello, la estabilidad del nanofluido.

Los nanofluidos con alta concentración de nanopartículas mostraron una absorbancia inicial por encima de los demás nanofluidos. Esto se debe a que la luz emitida en las regiones visible y ultravioleta que inciden en la muestra, encuentran más obstáculos antes del llegar al detector del dispositivo mientras interactúa con la muestra. Por lo tanto, debe señalarse que los espectros de UV-vis proporcionan una cuantificación limitada de la estabilidad del nanofluido para muestras con alto contenido de nanopartículas, ya que algunos ruidos pueden distorsionar la precisión de las mediciones.

Por otra parte, cuando se usaron concentraciones de Al_2O_3 y SDBS de 0,5% p/p y 0,064% p/p, respectivamente, la absorbancia debería ser cero, debido a la total sedimentación de las nanopartículas. No obstante, es posible que, con la posición de la cubeta dentro del dispositivo se alcanzara a detectar algunas de las nanopartículas presentes en el fondo. Resultados similares fueron hallados por Cagua et al., (2017) cuando experimentalmente analizaron la estabilidad de nanofluidos de Al_2O_3 /SDBS con agua como fluido base, bajo diferentes parámetros de preparación y usando un diseño factorial fraccionado. Ellos obtuvieron que a concentraciones de Al_2O_3 y SDBS de 0,5% p/p y 0,064% p/p, respectivamente, las nanopartículas estaban sedimentadas luego de 30 días. Sin embargo, una condición estable fue hallada a concentraciones de Al_2O_3 y SDBS de 0,5% p/p y 0,32% p/p, respectivamente, lo cual se corroboró visualmente y por mediciones de absorbancia.

Figura 4-3 Variación de la absorbancia de los nanofluidos durante seis semanas.

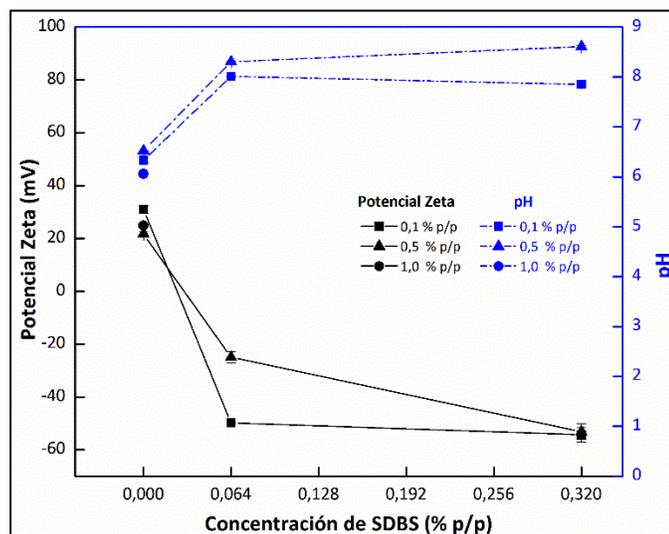
Una sola técnica de caracterización no es suficiente para determinar la estabilidad de los nanofluidos. De esta manera, en la Figura 4-4 se observa el cambio de potencial Zeta y de pH con diferentes concentraciones de Al₂O₃ y de SDBS. Las líneas sólidas y negras muestran las mediciones de potencial Zeta con respecto al eje vertical de la izquierda, mientras que, las líneas punteadas y azules muestran el cambio de pH justo con el eje vertical a la derecha. La adición de nanopartículas resultó en un aumento de pH hacia valores básicos. Adicionalmente, el surfactante también aumentó el pH de los nanofluidos y así, cambió la carga superficial de las nanopartículas a valores negativos de potencial Zeta, debido a la naturaleza aniónica del SDBS. De manera que, las moléculas de surfactante alejaron la carga superficial neta de los nanofluidos a valores lejanos al punto isoelectrónico (*IEP*, por sus siglas en inglés), el cual se refiere al punto de carga superficial igual a cero, donde las nanopartículas pueden agregarse fácilmente.

Para este caso, la influencia del surfactante en la estabilidad se puede notar fácilmente, debido a que el potencial Zeta es dependiente del valor del pH, y los cambios de este alteran la densidad de carga eléctrica en la superficie de las nanopartículas y las conducen a valores potencial Zeta que causan fuerzas de repulsión entre ellas (Khairul et al., 2016). Cargas superficiales netas mayores que 30 mV y menores que -30 mV son usualmente consideradas en la literatura como un indicativo de fuertes cargas repulsivas entre nanopartículas dispersas, mientras que los valores cercanos a cero limitan la estabilidad de las suspensiones (Babita et al., 2016; Sarafraz & Hormozi, 2014a). Esto podría explicar,

en primera estancia, la baja estabilidad del nanofluido con concentraciones de Al_2O_3 y SDBS de 0,5% p/p y 0,064% p/p, respectivamente, el cual exhibe un potencial Zeta igual a -25 ± 2 mV (se considera cercano al *IEP*). Y en segunda estancia la alta estabilidad dada por el valor de potencial Zeta de -53 ± 3 mV (se considera lejano al *IEP*) obtenido para el nanofluido con concentraciones de Al_2O_3 y SDBS de 0,5% p/p y 0,32% p/p, respectivamente.

Del mismo modo, nanofluidos con Al_2O_3 al 0,1% p/p ofrecieron valores similares de potencial Zeta para ambas concentraciones de surfactante. Khairul et al., (2016) obtuvo un resultado similar y demostró que la concentración óptima de SBDS era 0,1% p/p. Ellos encontraron que los nanofluidos preparados con esta cantidad de SDBS presentaban altos valores absolutos de potencial Zeta, mejor estabilidad en el tiempo y tamaños de partículas más pequeños con respecto a las dispersiones de Al_2O_3 sin surfactante. Un resultado similar fue obtenido por Wang, et al., (2009) para nanofluidos de Al_2O_3 con concentraciones de 0,1% p/p y diferentes concentraciones de SBDS. Ambos investigadores atribuyeron sus resultados a que el cambio de pH de los nanofluidos causó que el potencial Zeta se alejara del *IEP* a valores óptimos para la estabilidad, ya que, la carga superficial de las nanopartículas incrementa debido al aumento en la frecuencia de las colisiones superficiales de los grupos hidroxilo y el grupo fenilsulfónico, los cuales son los iones determinantes del potencial. Lo que produjo un aumento en las fuerzas de repulsión electrostática entre nanopartículas y con ello se redujeron las nanopartículas aglomeradas y sedimentadas.

Figura 4-4 Cambio de pH y potencial Zeta de los nanofluidos de Al_2O_3



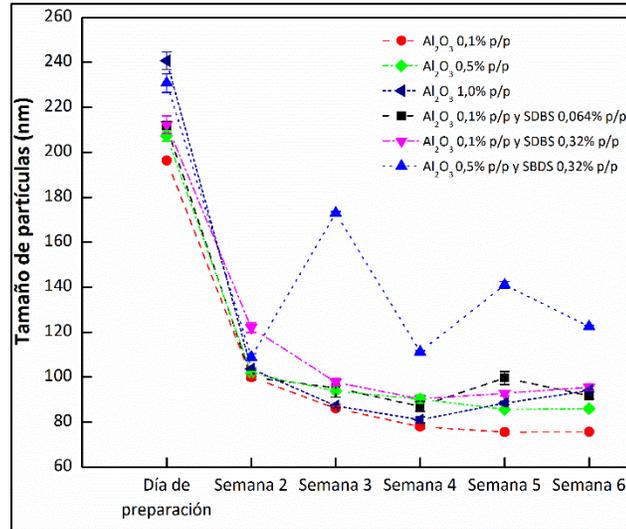
La Figura 4-5 muestra el tamaño dinámico de partículas basado en la técnica de dispersión dinámica de la luz (*DLS*, por sus siglas en inglés) para los nanofluidos estudiados durante seis semanas. Justo después de preparación, las mediciones mostraron tamaños promedios de partículas entre 196 y 241 nm. El nanofluido con una concentración de nanopartículas de Al_2O_3 al 1,0% p/p tuvo el mayor tamaño inicial de partículas con 241 nm. Esto se debe a que, la alta concentración de partículas en el medio acuoso hace más probable la colisión entre partículas y, por lo tanto, los aglomerados se forman con mayor facilidad. Mientras que, los nanofluidos preparados usando SDBS ofrecen tamaños promedios de partículas ligeramente mayores que las suspensiones con el mismo contenido de partículas, pero sin surfactante. Esto se debe a que esta técnica, analiza el movimiento Browniano midiendo las oscilaciones de la luz dispersada por la velocidad de las nanopartículas. Así, el DLS relaciona este fenómeno con el tamaño, tomando en consideración la doble capa eléctrica (Khairul et al., 2016). Además, el incremento en la viscosidad debido a la presencia de surfactante y nanopartículas puede causar un movimiento más lento de las partículas, haciendo que su tamaño pareciera mayor por medio de DLS.

De acuerdo con la teoría de Derjaguin, Verwey, Landau y Overbeek (DVLO) (Colangelo et al., 2016; D. Lee, Kim, & Kim, 2006), se establece que la estabilidad de los nanofluidos está dada por las fuerzas de van der Waals y la doble capa eléctrica. De este modo, las nanopartículas pueden aglomerarse con el tiempo y sedimentarse. Luego, el tamaño de partículas reduce, porque las nanopartículas más grandes quedan en el fondo de la cubeta y las más pequeñas quedan dispersas en el fluido. Después de dos semanas, el tamaño promedio de partículas que permanecen suspendidas en los nanofluido varían entre 70 y 95 nm. Lo que está acorde a la inspección visual mostrada en la Figura 4-2 y a las mediciones de absorbancia dadas en la Figura 4-3, las cuales se evidencian como pequeñas cantidades de partículas presentes en el medio acuoso.

Una combinación de 0,5% p/p de Al_2O_3 y 0,32% p/p de SDBS mostró tamaños dispersos a lo largo del tiempo. La presencia de tamaños promedios oscilantes puede ser debido a la existencia de algunos agregados dispersos y/o a la polidispersidad de la muestra (Colangelo et al., 2016). Sin embargo, ya que la reducción en el tamaño promedio es mucho menor para esta muestra que para las otras, se puede concluir que este es el

nanofluido con mayor estabilidad, como también se confirmó por inspección visual, absorbancia y potencial Zeta.

Figura 4-5 Variación del tamaño de partículas durante 6 semanas.



4.2 Evaluación de las propiedades termo-físicas de los nanofluidos

A continuación, se mostrará en detalle los resultados de las mediciones de las propiedades termo-físicas tales como la conductividad térmica, la viscosidad, la tensión superficial y la densidad. Las cuales, a su vez, se enlazarán con los resultados de estabilidad y servirán como referente para explicar los fenómenos ocurridos en las pruebas de rendimiento térmico y límite capilar del tubo de calor. Los nanofluidos usados para estas mediciones son los mencionados en la Tabla 4-1

4.2.1 Medición de la conductividad térmica de los nanofluidos

La Tabla 4-2 muestra las conductividades térmicas de las mediciones de agua a diferentes temperaturas, en relación con lo reportado por el *National Institute of Standards and Technology (NIST)* (Wagner & Pruß, 2002). Puesto que, las desviaciones entre los valores reportados por la literatura y los obtenidos experimentalmente son más bajas que las incertidumbres de $\pm 5\%$ reportadas por Gangadevi, et al., (2018), pudo concluirse que el dispositivo estaba apropiadamente calibrado y podía usarse para las mediciones de conductividad térmica de los nanofluidos.

Tabla 4-2 Conductividad térmica del agua experimental y a partir de la literatura.

Temperatura (°C)	Conductividad térmica experimental (W/m K)	Conductividad térmica acorde al NIST (W/m K)	% de desviación
15	0,592	0,589	0,37%
20	0,594	0,598	0,79%
25	0,618	0,607	1,70%
30	0,613	0,616	0,43%
35	0,606	0,623	2,82%
40	0,610	0,631	3,31%

La Tabla 4-3 muestra el cambio de la conductividad térmica de los nanofluidos con respecto al agua. Las concentraciones de nanopartículas y de surfactante son mostrados con relación al cambio de temperatura. Basado en modelos teóricos y en trabajos experimentales (Sarviya & Fuskele, 2017), se esperaba que la conductividad térmica de los nanofluidos incrementara junto con el aumento en la concentración de nanopartículas, debido a la presencia de nanopartículas sólidas con una conductividad térmica mayor que la del fluido base.

El nanofluido con una concentración de Al_2O_3 de 1,0% p/p exhibió mejoras de la conductividad térmica de aproximadamente 11%, 4%, 12% y 25%, a temperaturas de 15 °C, 20 °C, 25 °C y 40 °C, respectivamente. No obstante, hay una dependencia de las mediciones de conductividad térmica con respecto a la estabilidad del nanofluido y al tamaño de partículas (Xia et al., 2014b). De esta manera, la alta presencia de partículas favorece las mediciones a las temperaturas mencionadas, pero los altos tamaños de partículas y la inestabilidad del fluido, generaron imprecisiones en las mediciones hechas a 30 °C y 35 °C y en la linealidad de los aumentos de conductividad. Ya que, el nanofluido con una concentración de 1,0% p/p muestra alta absorbancia (ver Figura 4-3), un valor de potencial Zeta cercano al IEP y grandes tamaños de partículas después de la preparación (ver Figura 4-4 y Figura 4-5, respectivamente). Razón por la cual, la gran cantidad de nanopartículas en constante movimiento Browniano y sujetas a las fuerzas de van der

Waals, pudo deteriorar la conductividad térmica del nanofluido, debido a la constante aglomeración y sedimentación de nanopartículas a las temperaturas mencionada.

Las mediciones de conductividad térmica más altas se lograron con la presencia de sólo nanopartículas, así como se esperaba, ya que, según Jang y Choi (2004) existen cuatro mecanismos de transferencia de calor ligados al movimiento Browniano, los cuales permiten que las nanopartículas mejoren la conductividad térmica en un nanofluido, se trata de la colisión entre moléculas del fluido y nanopartículas, la difusión térmica en las partículas presentes en la suspensión, la colisión entre nanopartículas y por último, micro-convección por el movimiento de las nanopartículas en el fluido. Todos ellos aumentan la conductividad térmica cada vez que se aumente la concentración de nanopartículas.

Por consiguiente, para concentraciones de Al_2O_3 de 0,1% p/p, 0,5% p/p y 1,0% p/p, los incrementos máximos de conductividad fueron de 13% (a 20 °C), 10% (a 15 °C) y 25% (a 40 °C), respectivamente. A pesar de esto, a otras temperaturas, los resultados de conductividad térmica se obtuvieron incluso con valores por debajo de los obtenidos para el agua. De acuerdo con Fang, et al., (2015), la adición de nanopartículas no incrementa la conductividad térmica en todos los casos. Varios aspectos deben ser tenidos en cuenta, tales como el tamaño y la forma de las partículas, los aglomerados y agregados, los cuales podrían cambiar con la temperatura afectando considerablemente el transporte efectivo de calor. Por lo tanto, una temperatura óptima y una dispersión estable debería ser hallada para determinar los incrementos reales de conductividad térmica. Por esta razón, y con el fin de mejorar las mediciones de conductividad, otros estudios podrían llevarse a cabo usando fluidos bases con mayor viscosidad, los cuales aseguren mayor estabilidad de la dispersión y así, se pueda reducir la incertidumbre inherente a las medidas de conductividad, reportadas usualmente para los nanofluidos como sistemas bifásicos no estables (Sarviya & Fuskale, 2017).

Por otra parte, Xia et al., (2014a) mencionan que la conductividad térmica reduce con el incremento de la concentración de surfactante, dado que el surfactante reduce el área de transferencia de calor de las nanopartículas. Este fenómeno físico es causado por la presencia de moléculas de surfactante en la superficie de la nanopartícula (Colangelo et al., 2016; X. ju Wang et al., 2009).

Así, para la concentración de Al_2O_3 de 0,1% p/p, es notable que a bajas temperaturas (15 °C y 20 °C), el uso de SDBS a una concentración de 0,064% p/p reduce la conductividad térmica con relación al valor obtenido con la misma concentración de nanopartículas, pero sin surfactante. Sin embargo, dado la estabilidad generada, esta combinación de nanopartículas y surfactante conserva aumentos de conductividad del 11% y 8% con respecto al agua, los cuales fueron encontrados a 30 °C y a 35 °C, respectivamente. No obstante, un pequeño incremento de la conductividad térmica fue notado al agregar más surfactante (0,32% p/p), ya que, de acuerdo con los resultados de potencial Zeta, existió un ligero incremento en la carga neta superficial (ver Figura 4-4), por lo tanto, más repulsión electroestática fue obtenida, lo cual finalmente causó mejor estabilidad del nanofluido y un aumento de conductividad térmica a esas condiciones.

Algunos investigadores como Gangadevi et al., (2018) hallaron que con una concentración en volumen de Al_2O_3 de 0,2% y usando diferentes concentraciones de SDBS, un incremento de conductividad térmica podría obtenerse, porque el uso de surfactantes ayuda a la dispersión uniforme de nanopartículas en el fluido base.

Tabla 4-3 Conductividad térmica de los nanofluidos a diferentes temperaturas

Temperatura (°C)	Conductividad térmica (W/m K)						
	Agua	Al_2O_3 0,1% p/p	Al_2O_3 0,1% p/p y SDBS 0,064% p/p	Al_2O_3 0,1% p/p y SDBS 0,32% p/p	Al_2O_3 0,5% p/p	Al_2O_3 0,5% p/p y SDBS 0,32% p/p	Al_2O_3 1,0% p/p
15	0,592 ± 0,003	0,631 ± 0,008	0,604 ± 0,006	0,634 ± 0,008	0,649 ± 0,006	0,646 ± 0,008	0,657 ± 0,007
20	0,594 ± 0,012	0,670 ± 0,009	0,629 ± 0,009	0,658 ± 0,010	0,620 ± 0,008	0,632 ± 0,006	0,620 ± 0,008
25	0,618 ± 0,008	0,613 ± 0,006	0,623 ± 0,0061	0,622 ± 0,006	0,617 ± 0,0072	0,631 ± 0,007	0,692 ± 0,009
30	0,613 ± 0,007	0,578 ± 0,005	0,683 ± 0,010	0,581 ± 0,006	0,566 ± 0,007	0,668 ± 0,008	0,554 ± 0,007
35	0,606 ± 0,006	0,621 ± 0,005	0,656 ± 0,009	0,644 ± 0,008	0,567 ± 0,006	0,591 ± 0,006	0,566 ± 0,007
40	0,610 ± 0,008	0,675 ± 0,008	0,646 ± 0,009	0,606 ± 0,007	0,551 ± 0,009	0,635 ± 0,007	0,763 ± 0,009

Pastoriza-Gallego et al., (2009) aseguró que los nanofluidos tienen baja reproducibilidad. Por lo tanto, el cambio de conductividad térmica logrado por algunos autores, no tiene alta relación con los obtenidos en este trabajo experimental. Así mismo, las mediciones entre

las réplicas de los nanofluidos no tienen una relación cercana entre ellas, por lo que el criterio de selección de las mediciones de conductividad térmica fue tomado para las mediciones con menor error y alta conductividad. Esto se debe, a que es difícil predecir y obtener el mismo comportamiento de partículas dispersas en un fluido base.

Yang, et al., (2017) consideraron que, incrementando la concentración de nanopartículas, la conductividad térmica de los nanofluidos no exhibía un comportamiento lineal especialmente a altas concentraciones. También, mencionaron que la conductividad depende de muchos factores microscópicos tales como el movimiento Browniano, la agregación, estado de carga superficial, la nanocapa interfacial y la resistencia térmica de las nanopartículas. Además, Zhou et al., (2012) intentó unir los conceptos de potencial Zeta, pH y temperatura a la conductividad térmica de nanofluidos usando surfactantes. Ellos encontraron que, aunque un surfactante iónico sufre grandes variaciones cuando la temperatura incrementa, los sitios de carga superficial podrían proporcionar vías efectivas a través de las cuales el calor y los fonones puedan pasar de manera más eficiente, incrementando así la conductividad térmica. Lo cual depende de una optimización de los valores de pH, potencial Zeta y temperatura.

De esta manera, y teniendo en cuenta la cantidad de variables que están involucradas en los cambios de conductividad térmica, se deben realizar más intentos experimentales para reducir la incertidumbre, y finalmente puedan obtenerse aumentos reales de conductividad térmica.

4.2.2 Determinación del perfil reológico de los nanofluidos

La Figura 4-6 muestra las curvas de viscosidad obtenidas para diferentes nanofluidos, con relación a tres temperaturas dadas. En la Figura 4-6a, se puede notar que las suspensiones de nanopartículas sin el uso de SDBS, exhibieron un comportamiento no Newtoniano pseudoplástico. Sin embargo, con el uso de SDBS, la viscosidad se mantuvo cercana a la del agua y el comportamiento tendió a ser Newtoniano. Un comportamiento similar fue obtenido experimentalmente por Khairul et al., (2016) quienes obtuvieron nanofluidos estables con viscosidades cercanas a la del agua cuando usaron una concentración óptima de SDBS. Así mismo, Chandrasekar, et al., (2010) hallaron que usando surfactante como dispersante y a bajas concentraciones de Al_2O_3 , los nanofluidos

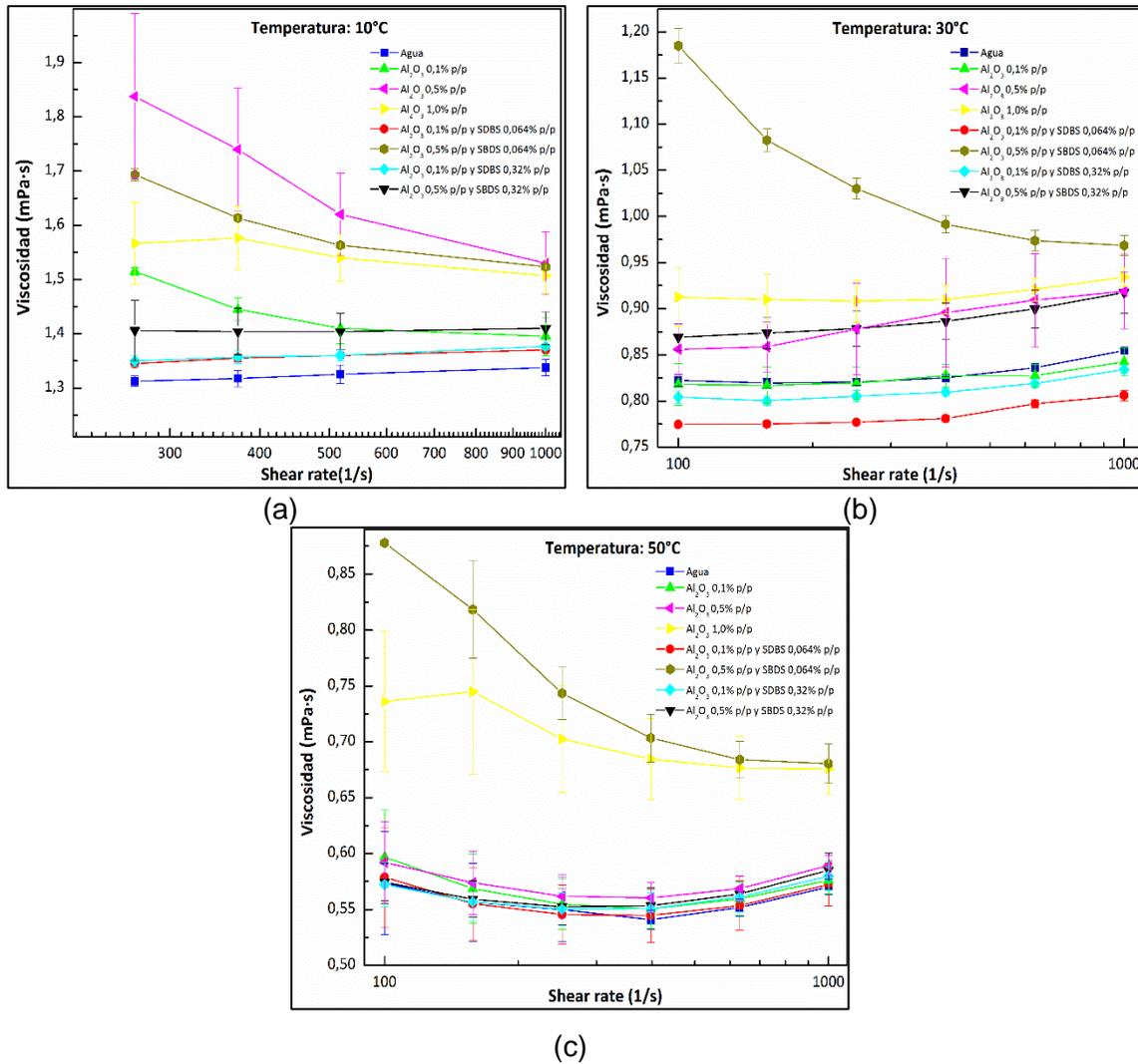
se comportaron como un fluido Newtoniano, ya que el esfuerzo de cizalla (*Shear Stress*) dependía linealmente de la velocidad de cizalla (*Shear rate*) para su trabajo experimental.

Altas concentraciones de nanopartículas como 0,5% p/p y 1,0% p/p mostraron alta viscosidad y un comportamiento no Newtoniano, debido a que el aumento en la concentración de las nanopartículas tiene una relación directa con las tensiones internas de cizallamiento viscoso (Nguyen et al., 2008). Un resultado similar lo obtuvo Aladag et al., (2012) quienes usando una concentración de Al_2O_3 de 1,0% p/p y bajas temperaturas, obtuvieron un comportamiento no Newtoniano. Ellos atribuyeron su resultado a una transición de la estructura de la suspensión de un estado ordenado a uno desordenado. Los aumentos en el esfuerzo de cizalla resultan en movimientos de partículas o en aglomerados desde su posición de equilibrio y se convierten en una estructura desordenada que disipa más energía durante el flujo, lo que conduce a los aumentos de viscosidad.

Así mismo, Las Figura 4-6a-c muestran que para las concentraciones de nanopartículas y surfactante de 0,5% p/p y 0,064% p/p, respectivamente, la viscosidad incrementa con relación al agua, para todas las temperaturas. Esto se debe al desorden estructural causado por el movimiento del dispositivo de medición y a la separación de fases debido a la baja estabilidad de esa suspensión coloidal. Por esta razón, se hace relevante la estabilidad de las nanopartículas en las mediciones de viscosidad.

Por otro lado, se nota que el incremento de la viscosidad se volvió despreciable a medida que aumenta la temperatura, lo cual confirma la teoría presentada por Humnic, et., (2015) para viscosidades obtenidas a temperaturas mayores a 55 °C, donde el efecto de la concentración de surfactante y de nanopartículas tiende a ser insignificante, y la viscosidad está muy cercana a la del agua. De manera similar, Nguyen et al., (2008) mencionaron que un incremento en la temperatura del fluido debilita las fuerzas entre partículas e intermoleculares.

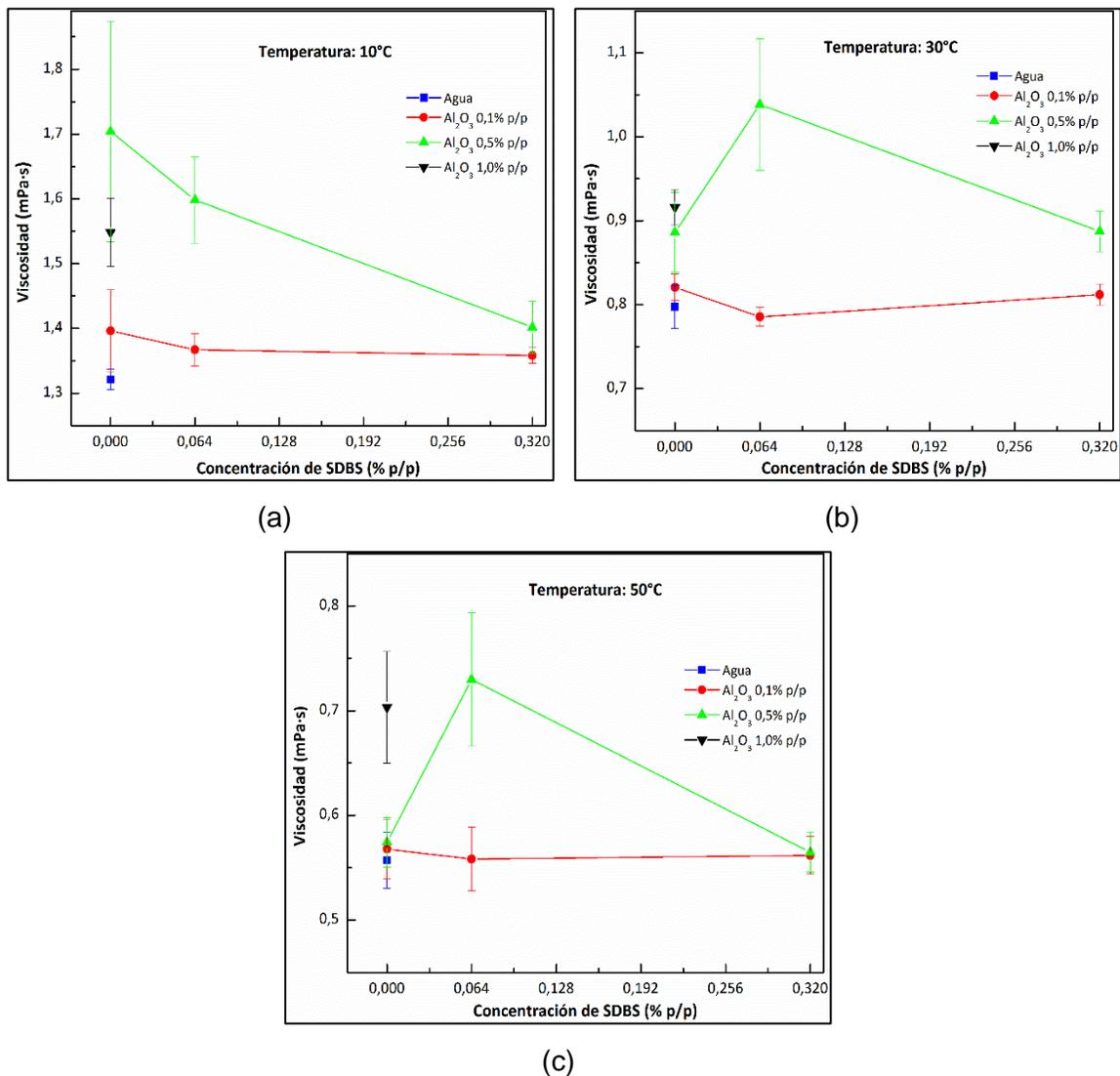
Figura 4-6 Viscosidad de los nanofluidos de Al_2O_3 con respecto al aumento de *Shear rate* a temperaturas de (a) 10 °C, (b) 30 °C y (c) 50 °C.



La Figura 4-7 muestra el cambio de la viscosidad total con relación a la temperatura y a la concentración de nanopartículas y surfactante. Se puede notar que para las concentraciones de Al_2O_3 de 0,1% p/p, la viscosidad total del nanofluido cambia muy poco con respecto al agua. Sin embargo, cuando la concentración de nanopartículas aumenta, también lo hace la viscosidad. Para el caso de concentraciones de Al_2O_3 al 1,0% p/p, la viscosidad aumentó 17%, 14% y 27% para temperaturas de 10 °C, 30 °C y 50 °C, respectivamente. Este resultado es consistente con lo encontrado por Murshed et al., (2017) luego de su revisión del estado del arte. Ellos afirman que hay una alta dependencia de los aumentos de viscosidad con la concentración de las nanopartículas.

Por otra parte, para la concentración de Al_2O_3 al 0,5% p/p, los aumentos de viscosidad sólo se hacen importantes a 10 °C, el cual fue del 29%. A esta misma temperatura y con la misma concentración, los efectos de la adición de surfactante son contrarios, ya que, hay una reducción cuando se agrega SDBS al 0,32% p/p. Una hipótesis diferente es ofrecida por varios investigadores en la literatura, quienes encontraron un aumento en la viscosidad cada vez que se aumente la concentración de surfactante (X. Li et al., 2016), sin embargo, el efecto del surfactante se convierte importante a concentraciones más altas que las usadas en este trabajo (Colangelo et al., 2016).

Figura 4-7 Viscosidad de los nanofluidos de Al_2O_3 con respecto al cambio de concentración a temperaturas de (a) 10 °C, (b) 30 °C y (c) 50 °C.



Pastoriza-Gallego et al., (2009) concluyeron que, sólo hacer un estudio de estabilidad con nanopartículas y relacionarlo con los cambios en viscosidad, son un amplio campo del conocimiento. Adicionalmente, Aladag et al., (2012) mostraron que las propiedades como el tamaño y morfología de las nanopartículas, el método de preparación de los nanofluidos, la viscosidad del fluido base, la concentración de nanopartículas, la temperatura, el uso de surfactante y el estado de la dispersión de nanopartículas juegan un importante rol, y por esta razón, la baja reproducibilidad de los nanofluidos en las mediciones se confirman por las mediciones y la comparaciones de las propiedades termo-físicas obtenidas.

4.2.3 Medición de la tensión superficial de los nanofluidos

Los resultados de tensión superficial obtenidos para el agua y para los siete nanofluidos se resume en la Figura 4-8, relacionados con los cambios de concentración de SDBS con respecto al cambio de concentración de Al_2O_3 . Adicionalmente, y con el fin de analizar separadamente el efecto de la adición de surfactante en la tensión superficial, se midieron la mezcla de SDBS-agua para concentraciones de 0.064% p/p y 0,32% p/p, como se muestra en la figura.

La tensión superficial incrementó con relación al agua en 10%, 9% y 12% para concentraciones de Al_2O_3 de 0,1% p/p, 0,5% p/p y 1,0% p/p, respectivamente. Lo cual se comprobó por medio del cambio del ángulo del menisco mostrado en la inspección visual de la Figura 4-2, donde se ven ángulos de contacto mayores entre el nanofluido y las paredes de la cubeta. Así mismo, a medida que pasa el tiempo, se puede observar un cambio en la concavidad dado por la sedimentación de nanopartículas y el cambio de concentración del nanofluido.

Una tendencia diferente, se reporta a menudo en la literatura, donde algunos investigadores afirman que la tensión superficial reduce con el aumento de la concentración de nanopartículas, incluso por debajo de las mediciones de agua. Khaleduzzaman, et al., (2013) establecieron una comparación entre datos obtenidos de la literatura y su trabajo experimental. Los cuales, indican que la tensión superficial de los nanofluidos decrece a medida que aumenta la concentración de nanopartículas. No obstante, Humnic, et al., (2015) obtuvieron incrementos en la tensión superficial con la

adición de nanopartículas y así mismo, Tanvir, et al. (2012), quienes sugirieron que las fuerzas de van der Waals entre partículas en la interfase líquido-vapor podrían incrementar la energía libre superficial, permitiendo el aumento de tensión superficial.

Luego, a partir de lo obtenido por Chinnam, et al., (2015), se puede concluir que la tensión superficial para los nanofluidos es todavía un área del conocimiento en la cual es necesario profundizar, por medio de la comparación de métodos, usando diferentes dispositivos o tratando de entender más el comportamiento y la interacción de las nanopartículas en la superficie del nanofluido.

Por otro lado, cuando el surfactante alcanza la CMC, la tensión superficial de la solución agua-SDBS no cambia debido a la formación de micelas. Esto se debe, a que el surfactante a concentraciones por debajo de la CMC se encuentra en forma de monómeros absorbidos en la superficie del fluido que, reduce la tensión superficial a medida que aumenta de concentración. Esto se debe a que estos monómeros impiden el tránsito de moléculas del fluido que van desde la superficie al seno del fluido en busca de un estado energético menor. Luego de pasar el valor de la CMC se produce una formación espontánea de micelas que se diluyen en el seno del fluido y dejan de actuar en la superficie del fluido (C. Y. Lee et al., 2014). Así a una concentración de SDBS de 0,32% p/p, el resultado no va a variar con respecto a una concentración de 0,064% p/p.

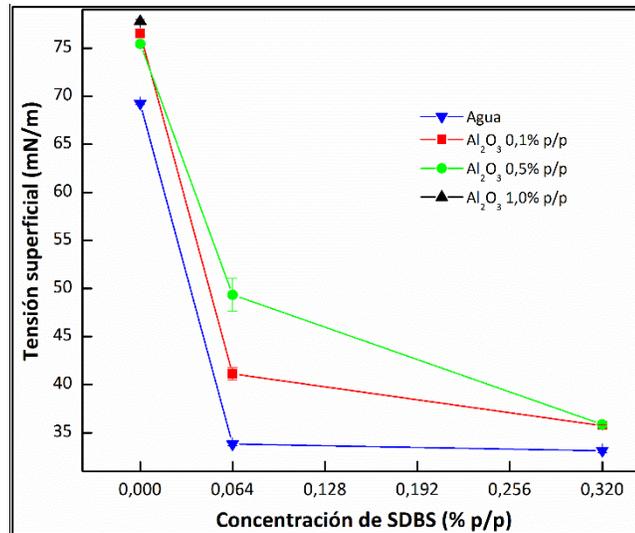
De esta manera, el efecto del surfactante tiene más importancia que el efecto de sólo las nanopartículas. Porque, los nanofluidos con concentraciones de Al_2O_3 de 0,1% p/p y 0,5% p/p y con concentraciones de SDBS a 0,064% p/p, presentaron reducciones de aproximadamente 41% y 29%, respectivamente. No obstante, para el nanofluido con Al_2O_3 al 0,5% p/p y SDBS a 0,064% p/p, la tensión superficial mostró un alto error, con relación a lo recomendado por el fabricante del equipo. El cual considera que valores reales de tensión superficial están dados con desviaciones por debajo de 0,1 mN/m. Esto se debe a que este es el nanofluido más inestable y esto causa que las aglomeraciones que se forman rápidamente generen una alta incertidumbre y no sea posible asegurar la medición de un sistema coloidal o de fases por separado.

El uso combinado de Al_2O_3 y SDBS en agua, originan un aumento en la tensión superficial y un cambio en la CMC con respecto a lo obtenido sólo con SDBS-agua. Esto se debe a

que los monómeros de SDBS que actúan en la interfase del fluido, se unen a las nanopartículas sólidas y crean una capa entre las nanopartículas y los alrededores, la cual incrementa las fuerzas repulsivas entre partículas, y así, se reducen tanto las fuerzas de van der Waals en la interfase, como la energía libre superficial (Khaleduzzaman et al., 2013).

Finalmente, para los nanofluidos con una concentración de Al_2O_3 de 0,1% p/p y 0,5% p/p y con un contenido de SDBS de 0,32% p/p, la tensión superficial redujo aproximadamente 48% para ambas concentraciones de Al_2O_3 con respecto a las mediciones de agua. Este resultado es consistente con lo reportado en la literatura, ya que el surfactante a esta concentración reduce la tensión superficial de un nanofluido entre 50% y 70% (Hetsroni et al., 2001; Khaleduzzaman et al., 2013)

Figura 4-8 Tensión superficial de los nanofluidos de Al_2O_3



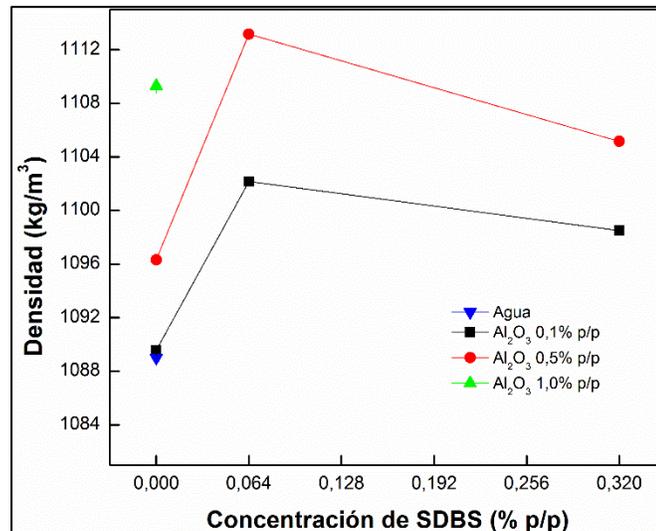
4.2.4 Densidad de los nanofluidos

En la Figura 4-9 se muestran los resultados de la medición de densidad de los nanofluidos, con relación a la concentración de nanopartículas y surfactante. A partir de la figura, se puede notar que los cambios en densidad son mínimos con relación al agua, y el mayor aumento de densidad se tiene con una concentración de Al_2O_3 de 0,5% p/p y SDBS de 0,064% p/p, el cual fue de aproximadamente 2,2% con respecto al agua. No obstante, Pastoriza Gallego et al., (2009) mencionó que las técnicas de caracterización de la

densidad de nanofluidos no representaban datos confiables, pero que el tamaño de partículas y una dispersión más estable contribuye para reducir los aumentos en densidad. Por esta razón, el nanofluido mencionado, el cual es el más inestable de este trabajo, obtuvo el mayor incremento en densidad.

Mostafizur et al., (2015) hallaron en su trabajo experimental usando nanopartículas de Al_2O_3 y metanol como fluido base, que la densidad aumentaba a medida que se agregaba más cantidad de nanopartículas. Sin embargo, ellos afirman que, aunque los aumentos en densidad son despreciables, algunos valores altos de densidad podrían jugar un rol importante en propiedades de los fluidos como el factor de fricción, pérdidas por bombeo, número de Reynolds, número de Nusselt, difusividad térmica y coeficiente de transferencia de calor.

Figura 4-9 Densidad de los nanofluidos de Al_2O_3



4.2.5 Resumen de estabilidad y de las propiedades termo-físicas de los nanofluidos

Tabla 4-4 se muestra un resumen que relaciona los resultados obtenidos para la evaluación de estabilidad y para la medición de propiedades termo-físicas. A partir de esta, se nota la influencia en la concentración de nanopartículas y surfactante. Con gris claro se resaltan los mejores resultados y con un gris oscuro los resultados con mayor incertidumbre o menos favorables para la aplicación en tubo de calor. Se nota que el

nanofluido catalogado como el más inestable (Al_2O_3 0,5% p/p y SDBS 0,064% p/p), obtiene los valores menos favorables para el análisis de estabilidad y las propiedades termo-físicas.

Por otra parte, los nanofluidos determinados como los más estables, no presentaron una tendencia relacionada con las propiedades termo-físicas. Esto se debe a su comportamiento en particular cuando se hacen las mediciones, así como se explica en cada uno de sus subcapítulos.

Tabla 4-4 Resumen de estabilidad y propiedades termo-físicas

Análisis de estabilidad	Temp. (°C)	Agua	Al ₂ O ₃ 0,1% p/p			Al ₂ O ₃ 0,5% p/p			Al ₂ O ₃ 1,0% p/p
			Sin SDBS	SDBS 0,064% p/p	SDBS 0,32% p/p	Sin SDBS	SDBS 0,064% p/p	SDBS 0,32% p/p	Sin SDBS
Delta de absorbancia (entre día 1 y semana 6)	25	-	1,85	1,84	2,01	1,85	2,03	1,23	2,19
pH	25	6,42	6,33	8,01	7,85	6,52	8,30	8,61	6,06
Potencial Zeta (mV)	25	-	31,07	-49,80	-54,33	21,70	-24,97	-53,10	24,93
Tamaño de partículas día 1 y semana 6 (nm)	25	-	196,37 - 75,64	211,13 - 91,72	212,30 - 95,48	207,30 - 85,96	-	230,77 - 122,50	240,70 - 94,05
Propiedades termo-físicas									
Conductividad térmica (W/m K)	15	0,592	0,619	0,604	0,634	0,649	-	0,646	0,695
	20	0,594	0,613	0,629	0,658	0,587	-	0,632	0,582
	25	0,618	0,613	0,614	0,622	0,687	-	0,631	0,692
	30	0,613	0,578	0,683	0,577	0,566	-	0,668	0,554
	35	0,606	0,667	0,656	0,644	0,569	-	0,591	0,545
	40	0,610	0,652	0,646	0,600	0,551	-	0,635	0,556
Viscosidad (mPa s)	10	1,32	1,39	1,37	1,36	1,70	1,59	1,40	1,55
	30	0,79	0,82	0,79	0,81	0,89	1,04	0,89	0,92
	50	0,56	0,57	0,56	0,56	0,57	0,73	0,56	0,70
Tensión superficial (mN/m)	25	69,25	76,53	41,12	35,74	75,44	49,35	35,86	77,79
Densidad (kg/m ³)	25	1089,02	1089,58	1102,18	1098,51	1096,32	1113,17	1105,17	1109,31

4.3 Evaluación del rendimiento térmico y del límite capilar de un tubo de calor operando con nanofluidos

En Figura 4-10 se muestra la respuesta térmica de un tubo de calor usando diferentes nanofluidos y con variaciones de potencia de 5 W cada 30 minutos. Las ocho curvas muestran cada uno de los nanofluidos seleccionados con anterioridad mediante las mediciones de estabilidad por absorbancia e inspección visual y, además, se grafican los resultados obtenidos para el agua. Todo bajo las mismas condiciones de operación. Las gráficas presentadas para cada fluido son el resultado de una prueba experimental, la cual previamente se comparó gráficamente entre tres réplicas. La incertidumbre asociada a la medición en estado estacionario para cada gráfica fue del $\pm 0,3\%$, sujeta a la incertidumbre de las termocuplas.

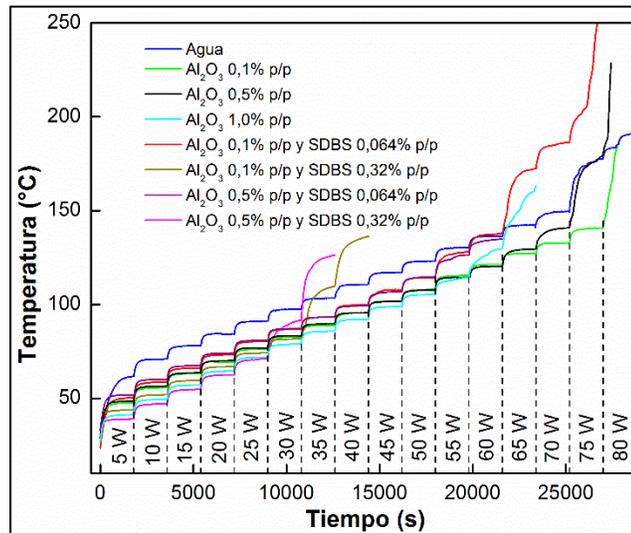
A partir de Figura 4-10 se puede observar que hay una respuesta casi inmediata al cambio de potencia, y por ello cada una de las curvas muestran un periodo de estado estable de por lo menos 25 minutos entre cada potencia. El deterioro en el funcionamiento por secado de la zona del evaporador se atribuía al momento en que, al cambiar una potencia, la temperatura padeciera de un cambio súbito, el cual a su vez no permitía llegar a un estado estable. En ese punto se daba por terminada la prueba y por esa razón, muchas de las curvas en la gráfica se muestran hasta potencias inferiores.

No obstante, las temperaturas de operación alcanzadas en este trabajo experimental son inusuales para los tubos de calor, incluso alcanzando un régimen de estado estable, ya que, se espera que la temperatura desarrollada en la sección del evaporador corresponda a la temperatura de saturación del fluido (en el evaporador). Esto sucedió, porque las termocuplas estaban directamente conectada a la superficie del tubo de calor, y adicional a esto, había un contacto directo con la resistencia eléctrica, lo cual hacía que fuera más rápida la respuesta de lectura de temperatura en comparación de la respuesta térmica del fluido. Además, si se hubiera perforado el tubo para instalar las termocuplas, se correría el riesgo de aumentar las infiltraciones de aire y se pondrían obstáculos al fluido que retorna por el material capilar.

Algunos investigadores en la literatura, proponen poner las termocuplas directamente en la superficie del cobre dado su baja resistencia térmica (Ghanbarpour, Nikkam,

Khodabandeh, & Toprak, 2015a). De esta manera, para determinar la precisión de la medición de las termocuplas en la pared del tubo, Dilip, (2005) hizo una comparación de las condiciones de operación en estado estacionario de un tubo de calor con un tubo de cobre sólido. Así, expresó la conductividad térmica del tubo en términos de la conductancia térmica, la cual se trata de una medida de transferencia de calor por unidad de temperatura. Mediante un cálculo de transferencia de calor, teniendo en cuenta un aislamiento térmico y la reducción máxima del contacto de las termocuplas con la superficie del tubo, halló que se podría obtener mediciones cercanas a las desarrolladas al interior del dispositivo, con alta precisión debido a la minimización de la resistencia térmica por el material del tubo.

Figura 4-10 Respuesta térmica del tubo de calor con variaciones de potencia de entrada y diferentes nanofluidos



A pesar de que, la temperatura alcanzó altos valores de operación y cuantitativamente se encontró una enorme brecha entre los valores obtenidos en este trabajo y los hallados por algunos investigadores, se pudo determinar sin ningún problema la influencia de la concentración de nanopartículas y surfactantes en el rendimiento térmico y en el límite capilar de un tubo de calor operando con nanofluidos.

De esta manera, usando nanofluidos se hallaron reducciones máximas de hasta 27 °C, que corresponden a 33% de la temperatura del evaporador al funcionamiento con agua. Particularmente, este valor se encontró para los nanofluidos con Al₂O₃ al 0,1% p/p y 0,5%

p/p y ambos con concentración de SDBS del 0,32% p/p a potencias menores de 25 W. Así mismo, una concentración de Al_2O_3 al 1,0% p/p mostró ese valor máximo de reducción de temperatura hasta antes de que su operación fallara (a 55W). En cuanto a los nanofluidos con el uso de surfactante, en algunos trabajos experimentales se asegura que la presencia de surfactantes pueden ayudar a la dispersión de nanopartículas y a su vez, reducir considerablemente las pérdidas por fricción del fluido en el tránsito turbulento y mejorar la transferencia de calor por ebullición nucleada, debido a que pueden modificar la estructura superficial de los fluidos y con ello cambiar notablemente el fenómeno de ebullición (C. Y. Lee et al., 2014).

Por otra parte, para nanofluidos con Al_2O_3 al 0,1% p/p y 0,5% p/p y ambos con concentración de SDBS del 0,064% p/p, se encontró que el evaporador se seca a 55 W aproximadamente. Sin embargo, la máxima reducción de temperatura con estos nanofluidos con respecto al agua fue de 14 °C, que corresponde a una reducción máxima de 15%. Comparativamente, fueron los nanofluidos que tuvieron menor reducción en la temperatura durante su operación. Adicionalmente, para el nanofluido con Al_2O_3 al 0,5% p/p y SDBS al 0,064% p/p, el cual fue el nanofluido más inestable de la caracterización en estático, se notó una baja reproducibilidad en los resultados, lo que apunta a una alta incertidumbre. No obstante, se notó que la concentración de SDBS tiene más relevancia que la de Al_2O_3 , ya que, determinaba el momento de fallo del tubo de calor.

Mientras que, la operación del tubo de calor con los nanofluidos de Al_2O_3 al 0,1% p/p y 0,5% p/p y sin surfactante, a potencias menores de 65 W mostraron una reducción intermedia de los valores de temperatura ya mencionados. No obstante, el nanofluido con Al_2O_3 al 0,1% p/p logró aumentar 5 W el rendimiento del tubo en comparación con el agua, es decir, mientras para el agua el límite de operación se encontró a 75 W aproximadamente, el nanofluido en mención logró operar normalmente a esa potencia.

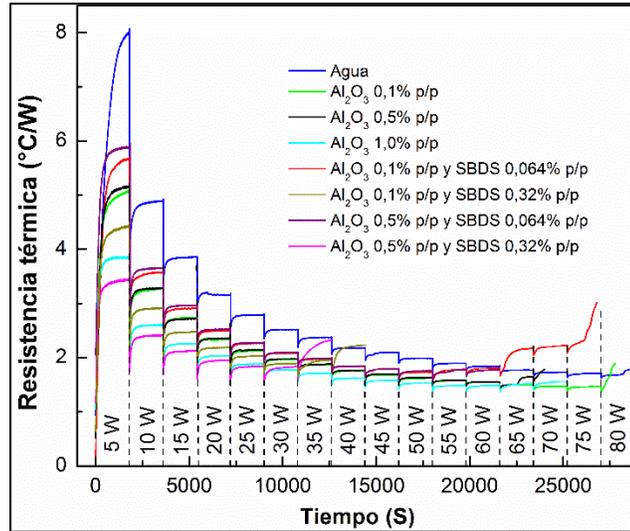
Lo anterior se debe principalmente al proceso de deposición de nanopartículas en la malla y en la superficie de transferencia de calor. En primera estancia, las nanopartículas se posicionan sobre los hilos del material capilar, esto hace que se reduzca el radio de los poros, y con ello, se aumenta la presión de bombeo por capilaridad (Solomon, Ramachandran, Asirvatham, & Pillai, 2014). Adicionalmente, ocurre un cambio en la superficie de transferencia de calor, ya que existe una deposición de nanopartículas que

aumenta su rugosidad y produce una alteración en el régimen de ebullición nucleada, causada por la alteración y creación de nuevos sitios de nucleación (Y. Li, He, & Zeng, 2013). No obstante, una de las teorías en la literatura se refiere a que las nanopartículas se posicionan en la interfase líquido-vapor de las burbujas en formación, y las bombardean a medida que crecen, impidiendo que logren alcanzar grandes tamaños (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, Toprak, et al., 2015), lo que produce que se aumente el rendimiento térmico del tubo de calor (Sözen et al., 2016), ya que, mientras se reduce el tamaño de burbujas, se disminuye de igual modo la resistencia térmica (Chan et al., 2015; Heris, Mohammadpur, & Shakouri, 2014). Esto se debe a que entre más grande sea el tamaño de la burbuja de vapor, hay una resistencia térmica mayor causada por la resistencia térmica del vapor y así se crea un obstáculo para que el flujo de calor llegue desde la superficie de transferencia de calor hasta el fluido en fase líquido (Moraveji & Razvarz, 2012).

De este modo, Kole y Dey, (2013) usando una malla como material capilar y nanofluidos de Cu al 0,5% p/p lograron reducciones de temperatura y de resistencia térmica hasta de 50% y 27%, respectivamente. Ellos mencionan que el aumento en el rendimiento térmico está ligado a la conductividad térmica superior del nanofluido con respecto al agua y al cambio en el régimen de ebullición nucleada por la presencia de nanopartículas sólidas.

Una estrecha relación se mantiene entre los resultados de la temperatura desarrollada en el evaporador y la resistencia térmica del tubo de calor dada la proporcionalidad directa que sostienen estas dos variables. En la Figura 4-11 se muestran los resultados de resistencia térmica del tubo de calor con respecto a las variaciones de potencia en el tiempo y al uso de nanofluidos. Típicamente los valores de resistencia térmica de un tubo de calor están entre 0,01 y 1 °C/W (Jafari et al., 2016), sin embargo, a causa de las altas temperaturas medidas en la sección del evaporador, los datos presentan valores mínimos de 1,4 °C/W. En aspectos reales y mediante el uso de la ecuación (3.9), esta diferencia de valores de resistencia térmica significaría, aproximadamente entre un 30% y un 130% de reducción en la transferencia de calor, con un sistema a un mismo diferencial de temperatura.

Figura 4-11 Cambio en la resistencia térmica bajo varias condiciones de potencia y con diferentes nanofluidos



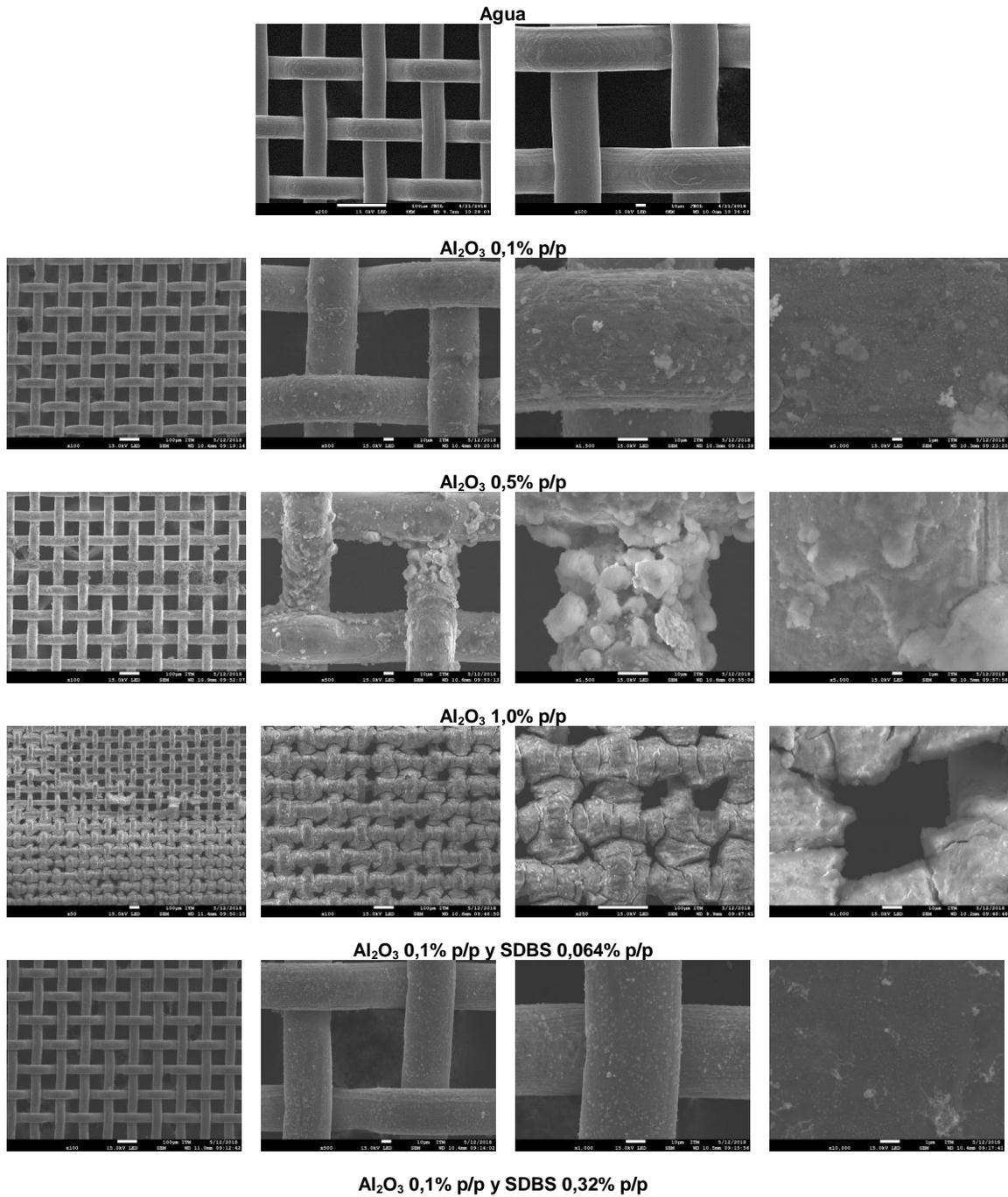
A partir de las Figura 4-11 se pueden observar que cuando ocurre el límite capilar, hay un aumento de la resistencia térmica debida al aumento espontáneo de temperatura. Para los nanofluidos con una concentración de nanopartículas de Al_2O_3 al 0,1% p/p, 0,5% p/p y 1,0% p/p, el límite capilar se halló a 80 W, 65 W y 70 W, respectivamente. Sin embargo, con Al_2O_3 al 1,0% p/p se notó un mejor rendimiento térmico antes de alcanzar límite capilar comparado con las otras dos concentraciones.

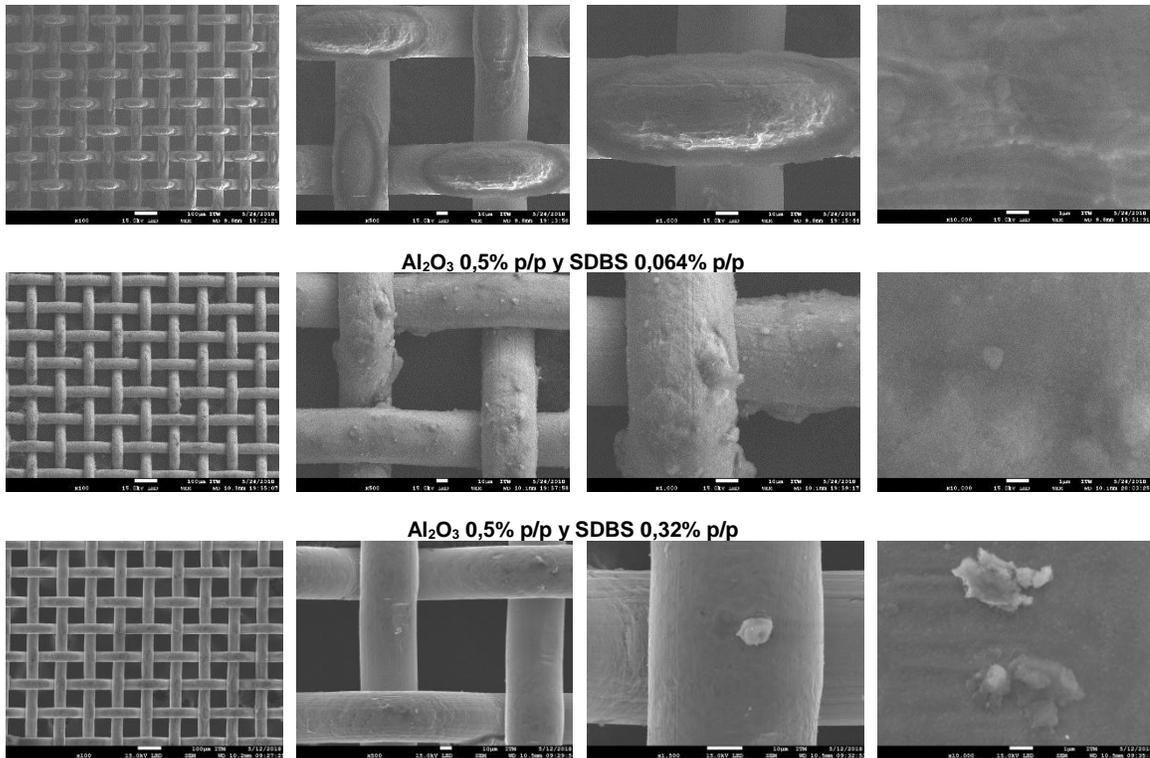
La máxima reducción fue de aproximadamente 43% para una potencia de 10 W comparado con el funcionamiento con agua, esto ocurre a causa del proceso de deposición y al cambio que sufre la superficie de transferencia de calor por la presencia de nanopartículas como se menciona más arriba, ya que estos procesos se activan justo después que el nanofluido está presente en el interior del tubo y además, se ve favorecido por los cambio de temperatura. No obstante, a partir de 65 W el funcionamiento del tubo se deterioró, esto pudo ser causado por la alta deposición de nanopartículas en la malla, donde finalmente se pudieron obstruir algunos de los poros del material capilar.

En la Figura 4-12 se muestran las diferentes imágenes SEM para cada una de las mallas luego de operar en el tubo de calor, allí se puede notar que para una concentración de Al_2O_3 al 1,0% p/p, gran parte de los poros del capilar están saturados de nanopartículas. Por el contrario, con concentraciones de Al_2O_3 al 0,1% p/p y 0,5% p/p se pueden observar aglomerados sobre los hilos de la malla, los cuales aumentan en cuanto a la mayor concentración. Por lo tanto, para una concentración de 0,1% p/p el rendimiento es superior,

dado que las nanopartículas no lograron obstruir los poros de la malla, por el contrario, ayudaron a reducir el radio efectivo capilar sin afectar el funcionamiento del tubo, lo cual a su vez ayudó a mejorar la presión de bombeo capilar.

Figura 4-12 Imágenes FE-SEM de la malla después de la operación con cada nanofluido





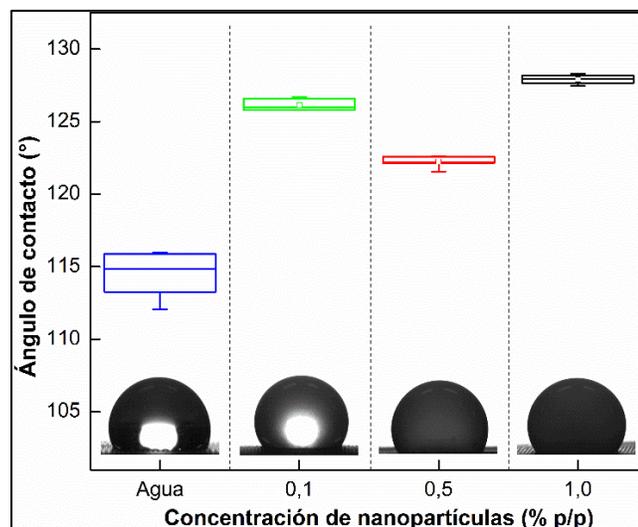
Kumaresan, et al., (2014) usando concentraciones de CuO al 0,5% p/p, 1,0% p/p y 1,5 %p/p en un tubo de calor lograron reducir la resistencia térmica hasta un máximo de 48,3%. Ellos aseguran que las mejoras se obtienen a causa del aumento en las propiedades térmica del fluido con la presencia de nanopartículas dispersas. Además de esto, la deposición de nanopartículas en el material capilar ayudó a mejorar el bombeo capilar y con ello el rendimiento térmico. Sin embargo, a altas concentraciones el rendimiento térmico se deterioraba debido a la gran cantidad de nanopartículas depositadas en la malla que impedían el flujo normal del nanofluido.

Así mismo, Putra, et al., (2012) con un tubo de calor con malla como material capilar y usando nanofluidos de Al₂O₃/agua, Al₂O₃/etilenglicol, TiO₂/agua, TiO₂/etilenglicol y ZnO/etilenglicol con concentraciones desde 1,0% v/v hasta 5,0% v/v, lograron obtener reducciones en la resistencia térmica con el aumento de la concentración de nanopartículas. Ellos atribuyeron el aumento en el rendimiento térmico a la deposición de nanopartículas en la malla, ya que, reduce el tamaño efectivo capilar y genera rugosidades en las superficies de transferencia de calor, lo que juega importante rol en la ebullición nucleada, ya que con esto se eleva el número de sitios de nucleación y se modifica la superficie de transferencia de calor. Un resultado similar fue hallado por Hung et al., (2012)

quienes usando varios tubos de calor con diferentes longitudes, y concentraciones de Al_2O_3 de 0,5% p/p, 1,0% p/p y 3,0% p/p, encontraron una disminución máxima de la resistencia térmica de 22,7%, 56,3%, and 35,1%, para longitudes de 0,3 m, 0,45 m, y 0,6 m, respectivamente. No obstante, esto lo hallaron a bajas concentraciones de nanopartículas, ya que a altas concentraciones obtuvieron una obstrucción de los poros del material capilar y con ello aumentos de resistencia térmica.

En la Figura 4-13 se muestra el ángulo de contacto de nanofluidos de Al_2O_3 al 0,1% p/p, 0,5% p/p y 1,0% p/p, y de agua tomando como superficie de contacto la malla de acero inoxidable. Se puede notar que, con respecto a la malla, los fluidos se configuran en hidrofóbicos. Lo que ocasiona que el fluido sea incapaz de mojar el material capilar. Adicionalmente, con el uso de nanopartículas el ángulo de mojado crece, lo cual está relacionado con el aumento de la tensión superficial mostrado en la Figura 4-8. Este resultado explica el rápido deterioro del rendimiento térmico en comparación al agua, ya que, el ángulo de mojado tiene alta influencia en el rendimiento térmico del tubo de calor, debido a que la presión capilar está sujeta a la mojabilidad del fluido sobre el material capilar (Chmielewski, 2008).

Figura 4-13 Ángulo de contacto para varias concentraciones de Al_2O_3 sobre una malla de acero inoxidable



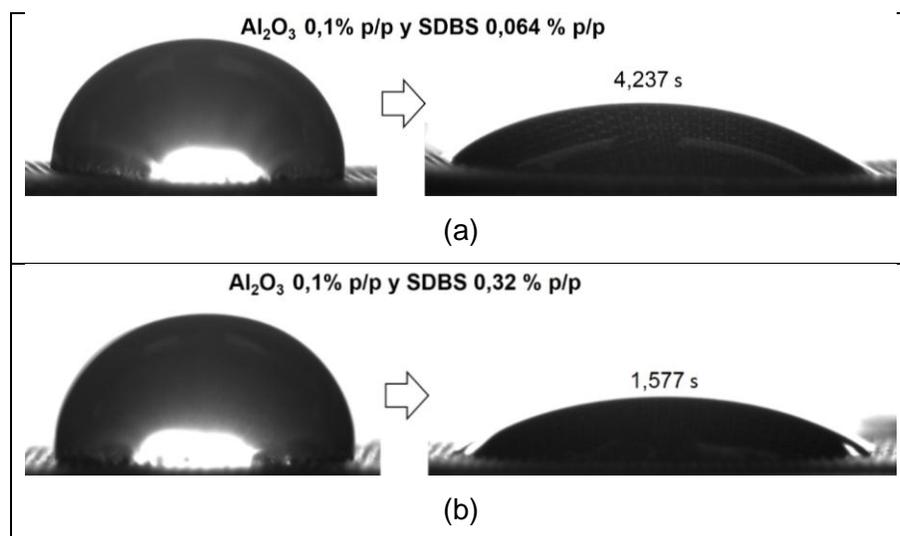
Por otro lado, cuando se agrega surfactante a los nanofluidos la superficie se vuelve hidrofílica al contacto con el fluido como lo muestra la

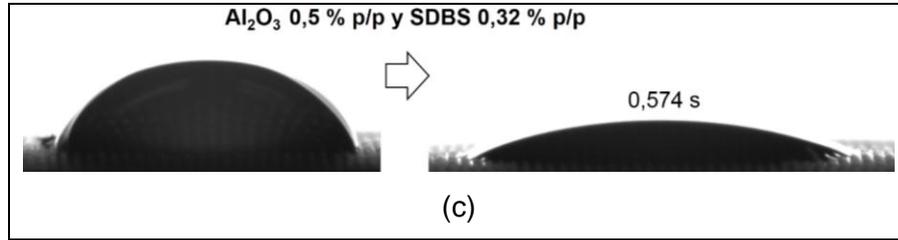
Figura 4-14, donde se observa que, para una mayor concentración de surfactante, la gota de fluido moja más rápidamente la malla.

Lo anterior se debe a la propiedad humectante del surfactante, ya que al reducir la tensión superficial del nanofluido, se promueve la atracción del fluido a la superficie de la malla a través del mecanismo de atracción polar (J. Li, Du, Wang, Yao, & Yao, 2016). Esta es la razón, por la cual los resultados obtenidos con Al_2O_3 al 0,1% p/p y 0,5% p/p, ambos con concentración de SDBS del 0.32% p/p y a potencias menores de 25 W, muestran una reducción notable en la resistencia térmica, ya que, para este régimen de operación, hay una mejor mojabilidad de la malla, lo que mejora la ebullición nucleada, incrementa el área de transferencia de calor y aumenta la velocidad del proceso de retorno del fluido desde el condensador al evaporador (Ghanbarpour, Nikkam, Khodabandeh, Toprak, et al., 2015).

De manera análoga, el uso de surfactante también ayudó a la reproducibilidad de las pruebas con nanofluidos. Puesto que, como muestra la Figura 4-12, hay una mejor dispersión de partículas depositadas en la malla, que evitan la formación de grandes aglomerados que pueden obstruir los poros del material capilar. Esto hace evidente que hay una relación de la estabilidad del nanofluido con SDBS, como lo es por ejemplo Al_2O_3 al 0,5% p/p y SDBS al 0,32% p/p, el cual fue el nanofluido más estable en estático, y el que mejor rendimiento térmico muestra a potencias menores de 25 W.

Figura 4-14 Tiempo de mojado de una malla de acero inoxidable con el contacto de nanofluidos con varias concentraciones de Al_2O_3 y SDBS





En la Figura 4-15 se muestra la variación de la resistencia térmica y del coeficiente de transferencia de calor con respecto a la variación de potencia para cada nanofluido. A partir de la teoría, se entiende que existe una proporcionalidad inversa entre ambas variables. Para el caso de la resistencia térmica en la Figura 4-15a, se hacen más claro el momento donde ocurre el fenómeno de límite capilar para cada nanofluido y estadísticamente, se pueden notar las diferencias mediante las barras de error. No obstante, el consenso general en la literatura es que el aumento de concentración de partículas por si solo aumenta las propiedades térmicas del fluido y con ello mejora el rendimiento térmico y el límite capilar del tubo de calor, aunque, a partir de los resultados obtenidos en este trabajo, es notable que, para una concentración de nanopartículas de 0,1% p/p se obtiene un mayor rendimiento térmico comparado con concentraciones más altas de nanopartículas a 60 W.

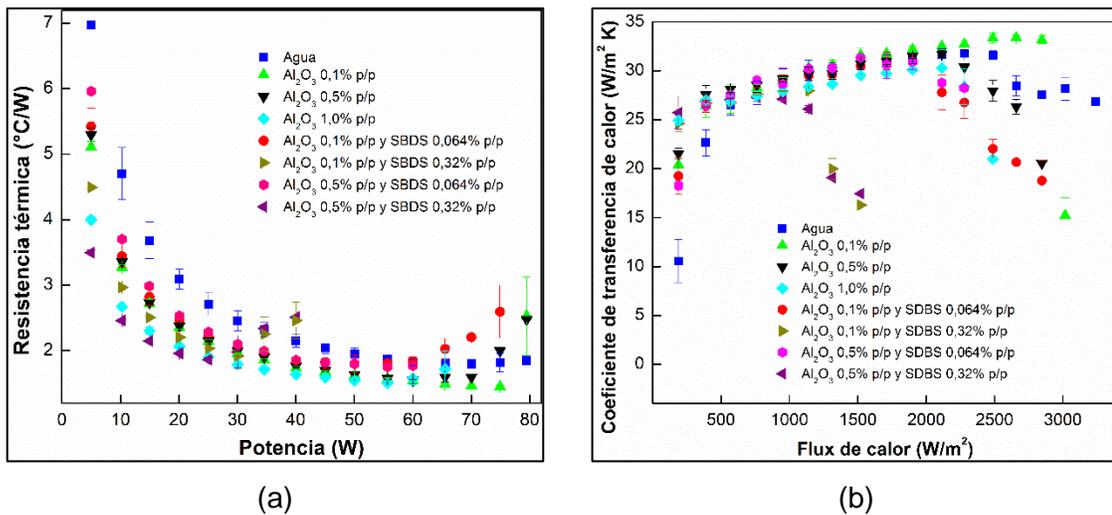
Un resultado similar fue obtenido por Hung et al., (2012) quienes afirman que el aumento en la concentración de nanopartículas de Al_2O_3 no mejora linealmente el rendimiento térmico de un tubo de calor. Ya que, los nanofluidos sólo mejoran la transferencia de calor en un régimen convectivo, además la conductividad térmica es una pequeña propiedad térmica en comparación a todos los fenómenos ocurridos durante la operación de un tubo de calor y finalmente, las nanopartículas no hacen parte del proceso de condensación.

En la Figura 4-15b, se puede notar el coeficiente de transferencia de calor para cada uno de los nanofluidos con relación al flujo de calor por unidad de área. Se nota que en el intervalo entre 500 W/m^2 y 2000 W/m^2 no hay una diferencia estadística notable entre cada fluido de trabajo, por lo que para ese rango de operación no hay un aumento notable de la transferencia de calor por convección. Esto contradice las teorías generales para el uso de nanofluidos, donde la presencia de nanopartículas aumenta significativamente la transferencia de calor por convección. No obstante, este resultado está en función de la diferencia entre la temperatura del evaporador y la temperatura de la zona adiabática. Ya que, se relaciona la temperatura medida por las termocuplas en esa región con la

temperatura del vapor. Como consecuencia, esa diferencia entre temperaturas se hace máxima debido a la lectura de las temperaturas del evaporador, lo que reduce el coeficiente de transferencia de calor convectivo.

Aunque, en ese intervalo entre 500 W/m^2 y 2000 W/m^2 se da el fenómeno descrito, por fuera de él, se pueden notar los fenómenos asociados al deterioro del rendimiento térmico, es decir, por encima de 2000 W/m^2 , se puede notar el cambio con el uso de nanofluidos, donde para una concentración de $0,1\% \text{ p/p}$ de Al_2O_3 se halló un aumento máximo del 17% en el coeficiente de transferencia de calor con respecto a las mediciones con agua. Wang et al., (2012) hallaron aumentos máximos del coeficiente de transferencia de calor del 35% usando nanofluidos de CuO al $1,0\% \text{ p/p}$. Por su parte, Solomon, et al., (2012) mejoraron 40% el coeficiente de transferencia de calor, usando nanopartículas de Cu . Así mismo, Putra, et al., (2012) usando nanopartículas de Al_2O_3 lograron aumentar el coeficiente de transferencia de calor. Ellos atribuyen sus resultados a que, la transferencia de calor por convección en la evaporación y en la condensación de la película de fluido en la malla rigen el rendimiento térmico del tubo de calor. Lo que quiere decir que, el incremento en el coeficiente de transferencia de calor sería el resultado del incremento en la capacidad de bombeo capilar de la malla, por lo que la reducción de la tensión superficial y el ángulo de contacto determinan el coeficiente de transferencia de calor.

Figura 4-15 (a) Resistencia térmica y (b) coeficiente de transferencia de calor bajo diferentes variaciones de potencia

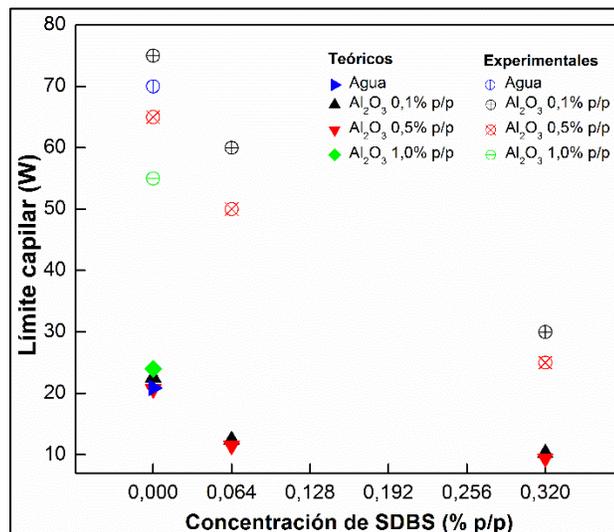


En la Figura 4-16, se hace una comparación de los resultados experimentales de este trabajo con respecto a los resultados teóricos para los nanofluidos preparados. En primera estancia, se grafican los datos obtenidos experimentalmente, los cuales son el resultado de la reducción espontánea del rendimiento térmico del tubo de calor. Se halló que el uso de surfactante reduce la tensión superficial del nanofluido y con ello reducía el rendimiento térmico a medida que se aumentó la concentración.

El valor de límite capilar por encima del agua se obtuvo a una concentración de nanopartículas de 0,1% p/p, la cual fue el resultado de los procesos de deposición de nanopartículas en la malla, aumento en la tensión superficial por la presencia de nanopartículas y por el cambio en la rugosidad de la superficie de transferencia de calor, que modificó el mecanismo de ebullición nucleada.

Por otra parte, no hay una alta congruencia entre los resultados experimentales y teóricos. Además, con concentraciones de nanopartículas y sin surfactante, según los resultados teóricos se esperaba que el límite capilar aumentara con la presencia de altas concentraciones de partículas. Esto se debe a que el modelo usado para estos cálculos no toma como referencia el ángulo de mojado, la deposición de partículas en la malla y en la superficie de transferencia de calor. No obstante, dada la reducción de tensión superficial, los valores obtenidos con los nanofluidos que usaron surfactante tienen la misma tendencia entre lo obtenido experimental y teóricamente.

Figura 4-16 Comparación del límite capilar teórico y experimental



5. Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

En este trabajo se evaluó experimentalmente el rendimiento térmico y el límite capilar de un tubo de calor usando nanofluidos con nanopartículas de alúmina y con surfactante SDBS como método de dispersión químico. Para este se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- La caracterización en estático de los nanofluidos arrojó como resultado que el nanofluido con concentraciones de Al_2O_3 y SDBS de 0,5% p/p y 0,32% p/p, respectivamente, fue el más estable dadas las mediciones de potencial Zeta, pH, DLS, absorbancia y mediante una inspección visual.
- Los resultados de conductividad térmica para este trabajo no presentaron una tendencia clara, esto pudo deberse a que esta propiedad depende de la estabilidad del nanofluido, la precisión del equipo de medida, la temperatura de medición, la cantidad de surfactante y nanopartículas, y otros factores, lo que hace difícil su análisis. Sin embargo, algunos aumentos de conductividad térmica se hallaron a las altas concentraciones de nanopartículas.
- A diferencia de algunos reportes en literatura, para este trabajo se encontró que la tensión superficial y la viscosidad aumentaba a medida que se aumentó la concentración de nanopartículas. Así mismo, para una temperatura de 10 °C el uso de nanopartículas sin surfactante hace que el nanofluido se comporte como un fluido no Newtoniano pseudoplástico. Además, no se evidenciaron aumentos de viscosidad por el uso de surfactante y a 50 °C no se notaron cambios significativos

de los surfactantes con respecto al agua. Ambas propiedades mostraron alta incertidumbre con nanofluidos inestables.

- El rendimiento térmico y el límite capilar del tubo de calor usando nanofluidos con nanopartículas a una concentración de 0,1% p/p, aumentó debido a fenómenos como el aumento de tensión superficial, la deposición de nanopartículas en la malla y en la superficie de transferencia de calor y los efectos despreciables del aumento de viscosidad en el nanofluido. Por el contrario, con altas concentraciones de nanopartículas, el efecto fue adverso, dado que se depositaron nanopartículas en el material capilar y lograron obstruir los poros del material, lo que hizo que se deteriorara su capacidad de bombeo capilar

- Finalmente, hay una relación entre la estabilidad del nanofluido y el rendimiento térmico a bajas potencias, ya que, el uso de surfactantes a alta concentración provee mejor estabilidad a los nanofluidos, y mostró mejoras en el rendimiento térmico a potencias por debajo de 25 W, ya que se mejoraron propiedades como la disminución de pérdidas por fricción y la mojabilidad de la malla, sin embargo, funcionando a potencias superiores, el funcionamiento del tubo de calor se deterioró a causa de la reducción en la tensión superficial, lo cual determinó que su uso fuera poco relevante dentro del tubo de calor a altas potencias de operación.

5.2 Recomendaciones

Para trabajos futuros se recomienda hacer un estudio más detallado de la estabilidad de los nanofluidos, usando más concentraciones de nanopartículas y de surfactantes. Para el segundo se deben tomar valores intermedios entre 1 CMC y 5 CMC, o incluso valores por debajo de la CMC. Adicionalmente, las mediciones de la conductividad térmica deben seguir una alta rigurosidad, donde se controlen todas las variables que puedan afectar las mediciones, como lo son la estabilidad,

la temperatura, el pH, el potencial Zeta, el tamaño de partículas, la variación del tiempo de ultrasonido, entre otras.

Para el tubo de calor, se podrían hacer más pruebas con diferentes nanofluidos con SDBS a bajas potencias para determinar si existe un patrón en el comportamiento. Así mismo, se deben seleccionar más concentraciones de nanopartículas y cambiar el sistema de calentamiento o hacer una normalización de los datos obtenidos.

A. Anexo: Datos técnicos de los químicos y aditivos usados para la preparación de nanofluidos

Datos técnicos del fabricante de Al₂O₃

Óxido de aluminio o alúmina	
Formula química	Al ₂ O ₃
Morfología	Esférica
Tamaño de partículas (por TEM)	<50 nm
Área superficial	85 – 115 m ² /g
Pureza	99,8%
Peso molecular	101,96 g/mol
pH	4,5 – 5,5 a 20°C
Punto de fusión	2040 °C

Datos técnicos del fabricante de SDBS.

Dodecilsulfonato de sodio o SDBS	
Formula química	C ₁₈ H ₂₉ NaO ₃ S
Aspecto	Polvo color blanco o amarillo claro
Tamaño medio de partícula (por TEM)	N/A
Pureza	N/A
Peso molecular	348,48 g/mol
pH	7 – 10,5 a 1 g/l a 25°C

Punto de fusión	N/A
Tensión superficial	29,3 - 31,8 mN/m a 25 °C
Comentarios	El material puede contener isómeros posicionales, isómeros de cadenas de diferentes longitudes o isómeros ramificados

B. Anexo: Características técnicas de los instrumentos usados en la preparación de nanofluidos

Instrumento	Proveedor	Modelo	Potencia de entrada	Calibración	Capacidad	Precisión	Material	Comentarios
Microbalanza	Precisa®	EP225S M-DR	120V/60Hz	Sistema de autocalibración SCS	225 g	0,01 / 0,1 mg	Aluminio fundido a presión	Cuenta con protección contra interferencias mecánicas y eléctricas
Micropipeta	Transferpetite® S	7047 84	N/A	Calibración manual	1 – 10 ml	0.06 ml	Pistón en teflón de alta resistencia química.	Cuenta con indicador de 4 dígitos.
Agitador magnético	CORNING	PC-420D	120V/60Hz	N/A	60 – 1150 RPM	Incremento ajustable de 50 RPM	Superficie de Pyroceram Vitrocerámica	Cuenta con agitador magnético y plancha de calentamiento variable
Baño termostático	LAUDA Alpha	RA 24	1.8 kW	Calibración manual	-25 °C – 100 °C	+ 0.05K – 0.05K	Acero inoxidable	Sistema termostático con circulación de fluido y un sistema de enfriamiento integrado.
Generador del Sonicador	Qsonica	Q500	120V/60Hz	N/A	N/A	N/A	N/A	Puede funcionar entre pulsos con diferentes tiempos
Sonda del sonicador	Qsonica	Q500	1000 V/20 kHz	N/A	20 kHz	N/A	Aleación de Titanio	Consta de una punta reemplazable

Bibliografía

- Agarwal, R., Verma, K., Agrawal, N. K., Duchaniya, R. K., & Singh, R. (2016). Synthesis, characterization, thermal conductivity and sensitivity of CuO nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 102, 1024–1036. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.051>
- Aladag, B., Halefadi, S., Doner, N., Maré, T., Duret, S., & Estellé, P. (2012). Experimental investigations of the viscosity of nanofluids at low temperatures. *Applied Energy*, 97, 876–880. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.12.101>
- Alawi, O. a., Sidik, N. A. C., Mohammed, H. a., & Syahrullail, S. (2014). Fluid flow and heat transfer characteristics of nanofluids in heat pipes: A review. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 56, 50–62. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.04.014>
- Amiri, A., Sadri, R., Shanbedi, M., Ahmadi, G., Chew, B. T., Kazi, S. N., & Dahari, M. (2015). Performance dependence of thermosyphon on the functionalization approaches: An experimental study on thermo-physical properties of graphene nanoplatelet-based water nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 92, 322–330. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.051>
- Arthur, O., & Karim, M. A. (2016). An investigation into the thermophysical and rheological properties of nanofluids for solar thermal applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55, 739–755. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.065>
- Asirvatham, L. G., Nimmagadda, R., & Wongwises, S. (2013). Heat transfer performance of screen mesh wick heat pipes using silver-water nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60(1), 201–209. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.11.037>
- Azmi, W. H., Sharma, K. V., Sarma, P. K., Mamat, R., & Najafi, G. (2014). Heat transfer and friction factor of water based TiO₂ and SiO₂ nanofluids under turbulent flow in a tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 59, 30–38. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.10.007>
- Babita, Sharma, S. K., & Gupta, S. M. (2016). Preparation and evaluation of stable nanofluids for heat transfer application: A review. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 79, 202–212. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.029>

- Bai, L., Zhang, L., Lin, G., He, J., & Wen, D. (2015). Development of cryogenic loop heat pipes: A review and comparative analysis. *Applied Thermal Engineering*, *89*, 180–191. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.010>
- Bertoldo Junior, J., Vlassov, V. V., Genaro, G., & Guedes, U. T. V. (2015). Dynamic test method to determine the capillary limit of axially grooved heat pipes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *60*, 290–298. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.10.002>
- Brahim, T., Dhaou, M. H., & Jemni, A. (2014). Theoretical and experimental investigation of plate screen mesh heat pipe solar collector. *Energy Conversion and Management*, *87*, 428–438. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.041>
- Brahim, T., & Jemni, A. (2015). Numerical investigation of roll heat pipe type for heat exchangers thermal management. *Applied Thermal Engineering*, *90*, 638–647. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.048>
- Brahim, T., & Jemni, A. (2016). Numerical case study of packed sphere wicked heat pipe using Al₂O₃ and CuO based water nanofluid. *Case Studies in Thermal Engineering*, *8*, 311–321. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.09.002>
- Brouwer, H. S. . (2016). *Performance Characterization of Water Heat Pipes and their Application in CubeSats*. Delft, University of Technology. Retrieved from <http://repository.tudelft.nl/>
- Buschmann, M. H. (2013). Nanofluids in thermosyphons and heat pipes: Overview of recent experiments and modelling approaches. *International Journal of Thermal Sciences*, *72*, 1–17. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.04.024>
- Cacua, K., Amell, A., & Cadavid, F. (2012). Effects of oxygen enriched air on the operation and performance of a diesel-biogas dual fuel engine. *Biomass and Bioenergy*, *45*, 159–167. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2012.06.003>
- Cacua, K., Buitrago-Sierra, R., Herrera, B., Chejne, F., & Pabón, E. (2017). Influence of different parameters and their coupled effects on the stability of alumina nanofluids by a fractional factorial design approach. *Advanced Powder Technology*, *28*, 37–44. <https://doi.org/10.1016/j.appt.2017.07.009>
- Cacua, K., Olmos-Villalba, L., Herrera, B., & Gallego, A. (2016). Experimental evaluation of a diesel-biogas dual fuel engine operated on micro-trigeneration system for power, drying and cooling. *Applied Thermal Engineering*, *100*, 762–767. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.067>
- Cengel, Y. A. (2003). *Heat transfer: A practical approach* (3ra edició). McGraw-Hill.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2009). *Termodinámica* (Sexta edic, pp. 906–907).

México, D.F.

- Chan, C. W., Siqueiros, E., Ling-Chin, J., Royapoor, M., & Roskilly, a. P. (2015). Heat utilisation technologies: A critical review of heat pipes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50, 615–627. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.05.028>
- Chandrasekar, M., Suresh, S., & Bose, A. C. (2010). Experimental investigations and theoretical determination of thermal conductivity and viscosity of Al₂O₃ / water nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(2), 210–216. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.10.022>
- Chaudhry, H. N., Hughes, B. R., & Ghani, S. A. (2012). A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(4), 2249–2259. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.038>
- Chauris, N., Ayel, V., Bertin, Y., Romestant, C., Wang, Y., Han, X. X. H. H., ... Thome, J. R. (2015). Experimental investigation of the influence of surfactant on the heat transfer performance of pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 105(1ctc 2014), 364–372. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.12.010>
- Chen, Y.-J., Wang, P.-Y., Liu, Z.-H., & Li, Y.-Y. (2013). Heat transfer characteristics of a new type of copper wire-bonded flat heat pipe using nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67, 548–559. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.060>
- Chinnam, J., Das, D. K., Vajjha, R. S., & Satti, J. R. (2015). Measurements of the surface tension of nanofluids and development of a new correlation. *International Journal of Thermal Sciences*, 98, 68–80. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.07.008>
- Chmielewski, N. E. (2008). *Design, construction and experimentation of a heat pipe augmented solar wall*. University of Louisville. Retrieved from <https://ir.library.louisville.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1242&context=etd>
- Choi, S. U. S. (1995). Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. *ASME-Publications-Fed*, 231, 99–106.
- Colangelo, G., Favale, E., Miglietta, P., Milanese, M., & de Risi, A. (2016). Thermal conductivity, viscosity and stability of Al₂O₃-diathermic oil nanofluids for solar energy systems. *Energy*, 95, 124–136. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.11.032>
- Devendiran, D. K., & Amirtham, V. A. (2016). A review on preparation, characterization, properties and applications of nanofluids. *Renewable and*

- Sustainable Energy Reviews*, 60, 21–40.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.055>
- Dilip, D. (2005). *Experimental investigation of Bendable Heat pipes*. University of Pune. <https://doi.org/10.1.1.923.7953>
- Duarte Rocha, B. (2007). *Desarrollo de tubos de calor para recuperación de calor en Fluxes Radiales Altos*. Universidad de las Américas Puebla. Retrieved from http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lpro/duarte_r_b/portada.htm
- DUNN, P. D., REAY, D. A., DUNN, P. D., & REAY, D. A. (1994). CHAPTER 2 – Theory of the Heat Pipe. In *Heat Pipes* (pp. 27–106). <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-041903-9.50008-3>
- Elnaggar, M. H. a, Abdullah, M. Z., & Abdul Mujeebu, M. (2011). Experimental analysis and FEM simulation of finned U-shape multi heat pipe for desktop PC cooling. *Energy Conversion and Management*, 52(8–9), 2937–2944. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.03.001>
- ESDU. (1979). Heat pipes - Performance of capillary-driven design - ESDU 79012, (September).
- Faghri, A. (2014). Heat Pipes: Review, Opportunities and Challenges. *Frontiers in Heat Pipes*, 5(1). <https://doi.org/10.5098/fhp.5.1>
- Fang, X., Ding, Q., Fan, L. W., Lu, H., & Yu, Z. T. (2015). Effects of inclusion size on thermal conductivity and rheological behavior of ethylene glycol-based suspensions containing silver nanowires with various specific surface areas. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 81, 554–562. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.043>
- Gangadevi, R., Vinayagam, B. K., & Senthilraja, S. (2018). ScienceDirect Effects of sonication time and temperature on thermal conductivity of CuO / water and Al₂O₃ / water nanofluids with and without surfactant. *Materials Today: Proceedings*, 5(2), 9004–9011. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.12.347>
- Gedik, E. (2016). Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon at different operating conditions. *Energy and Buildings*, 127, 1096–1107. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.06.066>
- Ghanbarpour, M., Nikkam, N., Khodabandeh, R., & Toprak, M. S. (2015a). Improvement of heat transfer characteristics of cylindrical heat pipe by using SiC nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 90, 127–135. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.004>
- Ghanbarpour, M., Nikkam, N., Khodabandeh, R., & Toprak, M. S. (2015b). Thermal

- performance of inclined screen mesh heat pipes using silver nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 67, 14–20. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.06.009>
- Ghanbarpour, M., Nikkam, N., Khodabandeh, R., Toprak, M. S., & Muhammed, M. (2015). Thermal performance of screen mesh heat pipe with Al₂O₃ nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 66, 213–220. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.03.024>
- Greco, A., Cao, D., Jiang, X., & Yang, H. (2014). A theoretical and computational study of lithium-ion battery thermal management for electric vehicles using heat pipes. *Journal of Power Sources*, 257, 344–355. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2014.02.004>
- Hajian, R., Layeghi, M., & Abbaspour Sani, K. (2012). Experimental study of nanofluid effects on the thermal performance with response time of heat pipe. *Energy Conversion and Management*, 56, 63–68. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.11.010>
- Han, C., & Zou, L. (2015). Study on the heat transfer characteristics of a moderate-temperature heat pipe heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91, 302–310. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.107>
- Hassan, H., & Harmand, S. (2015). Effect of using nanofluids on the performance of rotating heat pipe. *Applied Mathematical Modelling*, 39(15), 4445–4462. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2014.12.023>
- Heris, S. Z., Mohammadpur, F., & Shakouri, a. (2014). Effect of electric field on thermal performance of thermosyphon heat pipes using nanofluids. *Materials Research Bulletin*, 53, 21–27. <https://doi.org/10.1016/j.materresbull.2014.01.030>
- Hetsroni, G., Zakin, J. L., Lin, Z., Mosyak, A., Pancallo, E., & Rozenblit, R. (2001). The effect of surfactants on bubble growth, wall thermal patterns and heat transfer in pool boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(2), 485–497. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00099-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00099-5)
- Hu, Y., Li, H., He, Y., Liu, Z., & Zhao, Y. (2017). Effect of nanoparticle size and concentration on boiling performance of SiO₂ nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107, 820–828. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.11.090>
- Huminc, A., Huminc, G., Fleaca, C., Dumitrache, F., & Morjan, I. (2015). Thermal conductivity, viscosity and surface tension of nanofluids based on FeC nanoparticles. *Powder Technology*, 284, 78–84. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.06.040>

- Hung, Y.-H., Teng, T.-P., & Lin, B.-G. (2012). Evaluation of the thermal performance of a heat pipe using alumina nanofluids. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *44*, 504–511. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.08.012>
- Jafari, D., Franco, A., Filippeschi, S., & Di Marco, P. (2016). Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *53*, 575–593. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.002>
- Jang, S. P., & Choi, S. U. S. (2004). Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids. *Applied Physics Letters*, *84*(21), 4316–4318. <https://doi.org/10.1063/1.1756684>
- Jiao, Y., Xia, G., & Wang, W. (2014). Transient and isothermal characteristics of a particular heat pipe. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *54*, 42–47. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.03.011>
- Kamatchi, R., & Venkatachalapathy, S. (2015). Parametric study of pool boiling heat transfer with nanofluids for the enhancement of critical heat flux: A review. *International Journal of Thermal Sciences*, *87*, 228–240. <https://doi.org/10.1155/2012/435873>
- Kamyar, A., Ong, K. S., & Saidur, R. (2013). Effects of nanofluids on heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *65*, 610–618. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.06.046>
- Keshavarz Moraveji, M., & Razvarz, S. (2012). Experimental investigation of aluminum oxide nanofluid on heat pipe thermal performance. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *39*(9), 1444–1448. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.07.024>
- Khairul, M. A., Shah, K., Doroodchi, E., Azizian, R., & Moghtaderi, B. (2016). Effects of surfactant on stability and thermo-physical properties of metal oxide nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *98*, 778–787. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.079>
- Khaleduzzaman, S. S., Mahbulul, I. M., Shahrul, I. M., & Saidur, R. (2013). Effect of particle concentration, temperature and surfactant on surface tension of nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *49*, 110–114. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.10.010>
- Kim, K. M., & Bang, I. C. (2016). Effects of graphene oxide nanofluids on heat pipe performance and capillary limits. *International Journal of Thermal Sciences*, *100*, 346–356. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.10.015>
- Kim, K. M., Jeong, Y. S., Kim, I. G., & Bang, I. C. (2015). Comparison of thermal

- performances of water-filled, SiC nanofluid-filled and SiC nanoparticles-coated heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88, 862–871. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.108>
- Kole, M., & Dey, T. K. (2012). Thermophysical and pool boiling characteristics of ZnO-ethylene glycol nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 62, 61–70. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.02.002>
- Kole, M., & Dey, T. K. (2013). Thermal performance of screen mesh wick heat pipes using water-based copper nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 763–770. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.06.049>
- Küçük, S. (2007). *A comparative investigation of heat transfer capacity limits of heat pipes*. Middle East Technical University. <https://doi.org/10.1.1.633.5400>
- Kumaresan, G., Venkatachalapathy, S., & Asirvatham, L. G. (2014). Experimental investigation on enhancement in thermal characteristics of sintered wick heat pipe using CuO nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 72, 507–516. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.01.029>
- Kumaresan, G., Venkatachalapathy, S., Asirvatham, L. G., & Wongwises, S. (2014). Comparative study on heat transfer characteristics of sintered and mesh wick heat pipes using CuO nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57, 208–215. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.08.001>
- Lee, C. Y., Zhang, B. J., & Kim, K. J. (2014). Influence of heated surfaces and fluids on pool boiling heat transfer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 59, 15–23. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.07.012>
- Lee, D., Kim, J. W., & Kim, B. G. (2006). A New Parameter to Control Heat Transport in Nanofluids- Surface Charge State of the Particle in Suspension. Busan: J. Phys. Chem. <https://doi.org/10.1021/jp057225m>
- Li, J., Du, B., Wang, F., Yao, W., & Yao, S. (2016). The effect of nanoparticle surfactant polarization on trapping depth of vegetable insulating oil-based nanofluids. *Physics Letters, Section A: General, Atomic and Solid State Physics*, 380(4), 604–608. <https://doi.org/10.1016/j.physleta.2015.12.008>
- Li, X., Zou, C., Zhou, L., & Qi, A. (2016). Experimental study on the thermo-physical properties of diathermic oil based SiC nanofluids for high temperature applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 97, 631–637. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.02.056>
- Li, Y., He, H., & Zeng, Z. (2013). Evaporation and condensation heat transfer in a heat pipe with a sintered-grooved composite wick. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 342–351.

- <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.07.042>
- Lin, C.-Y., Wang, J.-C., & Chen, T.-C. (2011). Analysis of suspension and heat transfer characteristics of Al₂O₃ nanofluids prepared through ultrasonic vibration. *Applied Energy*, 88(12), 4527–4533. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.05.035>
- Liu, Z.-H., Li, Y.-Y., & Bao, R. (2011). Compositive effect of nanoparticle parameter on thermal performance of cylindrical micro-grooved heat pipe using nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(4), 558–568. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.11.013>
- Liu, Z. H., Li, Y. Y., & Bao, R. (2010). Thermal performance of inclined grooved heat pipes using nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(9), 1680–1687. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.03.006>
- Liu, Z. H., Li, Y. Y., & Bao, R. (2011). Compositive effect of nanoparticle parameter on thermal performance of cylindrical micro-grooved heat pipe using nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(4), 558–568. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.11.013>
- Mahbubul, I. M., Saidur, R., Amalina, M. A., Elcioglu, E. B., & Okutucu-Ozyurt, T. (2015). Effective ultrasonication process for better colloidal dispersion of nanofluid. *Ultrasonics Sonochemistry*, 26, 361–369. <https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2015.01.005>
- Mahbubul, I. M., Saidur, R., Amalina, M. A., & Niza, M. E. (2016). Influence of ultrasonication duration on rheological properties of nanofluid: An experimental study with alumina–water nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 76, 33–40. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.05.014>
- Mahbubul, I. M., Shahrul, I. M., Khaleduzzaman, S. S., Saidur, R., Amalina, M. A., & Turgut, A. (2015). Experimental investigation on effect of ultrasonication duration on colloidal dispersion and thermophysical properties of alumina–water nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88, 73–81. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.048>
- Mahdavi, M., Tiari, S., De Schampheleire, S., & Qiu, S. (2018). Experimental study of the thermal characteristics of a heat pipe. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 93(August 2017), 292–304. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.01.003>
- Menlik, T., Sözen, A., Gürü, M., & Öztaş, S. (2014). Heat transfer enhancement using MgO/water nanofluid in heat pipe. *Journal of the Energy Institute*, 88, 247–257. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2014.10.001>

- Morales, L. A. (2007). *Estudio del proceso de transferencia de calor convectivo en nanofluidos*. Fundación Universidad del Norte.
- Mostafizur, R. M., Saidur, R., Abdul Aziz, A. R., & Bhuiyan, M. H. U. (2015). Thermophysical properties of methanol based Al₂O₃ nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 85, 414–419. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.075>
- Mukerjee, P. (1971). *Critical micelle concentrations of aqueous surfactant systems*. Washington, D.C: University of Wisconsin.
- Murshed, S. M. S., & Estellé, P. (2017). A state of the art review on viscosity of nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76(February), 1134–1152. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.113>
- Nguyen, C. T., Desgranges, F., Galanis, N., Roy, G., Maré, T., Boucher, S., & Mintsa, H. A. (2008). Viscosity data for Al₂O₃–water nanofluid — hysteresis: is heat transfer enhancement using nanofluids reliable?, 47, 103–111. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.01.033>
- Nithyanandam, K., & Pitchumani, R. (2013). Computational studies on a latent thermal energy storage system with integral heat pipes for concentrating solar power. *Applied Energy*, 103, 400–415. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.09.056>
- OECD/IEA. (2016). *Energy and air pollution*. Francia: International energy agency. Retrieved from www.iea.org/t&c/
- Oh, H.-U., Shin, S., & Baek, C.-W. (2013). Thermal control of spaceborne image sensor using heat pipe cooling system. *Aerospace Science and Technology*, 29(1), 394–402. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2013.04.010>
- Oro, M. V., & Bazzo, E. (2015). Flat heat pipes for potential application in fuel cell cooling. *Applied Thermal Engineering*, 90, 848–857. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.055>
- Paiva, K. V., Mantelli, M. B. H., & Slongo, L. K. (2015). Experimental testing of mini heat pipes under microgravity conditions aboard a suborbital rocket. *Aerospace Science and Technology*, 45, 367–375. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2015.06.004>
- Pastoriza Gallego, M. J., Casanova, C., Páramo, R., Barbés, B., Legido, J. L., & Piñeiro, M. M. (2009). A study on stability and thermophysical properties (density and viscosity) of Al₂O₃ in water nanofluid. *Journal of Applied Physics*, 106(6). <https://doi.org/10.1063/1.3187732>
- Poplaski, L. M. (2014). *Full analysis of heat pipes including fins and nanofluids*.

- University of Connecticut. Retrieved from https://opencommons.uconn.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=https://www.google.co/&httpsredir=1&article=2110&context=gs_theses
- Poplaski, L. M., Benn, S. P., & Faghri, A. (2017). Thermal performance of heat pipes using nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *107*, 358–371. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.111>
- Putra, N., Septiadi, W. N., Rahman, H., & Irwansyah, R. (2012). Thermal performance of screen mesh wick heat pipes with nanofluids. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *40*, 10–17. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.01.007>
- Rahman, M. L., Sultan, R. a., Islam, T., Hasan, N. M., & Ali, M. (2015). An Experimental Investigation on the Effect of Fin in the Performance of Closed Loop Pulsating Heat Pipe (CLPHP). *Procedia Engineering*, *105*(Ictc 2014), 137–144. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.05.049>
- Reay, D., & Harvey, A. (2012). The role of heat pipes in intensified unit operations. *Applied Thermal Engineering*, *57*(1–2), 147–153. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.002>
- Reay, D., & Kew, P. (2006). Heat pipe components and materials. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*, 108–110, 114, 122, 126–127,. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-098266-3.00003-0>
- Róañski, J. (2012). Heat transfer in the thermal entrance region for drag reduction surfactant solutions in pipe flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *55*(4), 1113–1125. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.09.061>
- Sadeghi, R., Etemad, S. G., Keshavarzi, E., & Haghshenasfard, M. (2015). Investigation of alumina nanofluid stability by UV–vis spectrum. *Microfluidics and Nanofluidics*, *18*(5–6), 1023–1030. <https://doi.org/10.1007/s10404-014-1491-y>
- Saleh, R., Putra, N., Wibowo, R. E., Septiadi, W. N., & Prakoso, S. P. (2014). Titanium dioxide nanofluids for heat transfer applications. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *52*, 19–29. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.08.018>
- Samana, T., Kiatsiriroat, T., & Nuntaphan, A. (2014). Enhancement of fin efficiency of a solid wire fin by oscillating heat pipe under forced convection. *Case Studies in Thermal Engineering*, *2*, 36–41. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2013.10.003>
- Sarafraz, M. M., & Hormozi, F. (2014a). Experimental study on the thermal performance and efficiency of a copper made thermosyphon heat pipe charged

- with alumina-glycol based nanofluids. *Powder Technology*, 266, 378–387. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.06.053>
- Sarafraz, M. M., & Hormozi, F. (2014b). Experimental study on the thermal performance and efficiency of a copper made thermosyphon heat pipe charged with alumina–glycol based nanofluids. *Powder Technology*, 266, 378–387. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.06.053>
- Sarafraz, M. M., Hormozi, F., & Peyghambarzadeh, S. M. (2014). Thermal performance and efficiency of a thermosyphon heat pipe working with a biologically ecofriendly nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57, 297–303. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.08.020>
- Sarsam, W. S., Amiri, A., Kazi, S. N., & Badarudin, A. (2016). Stability and thermophysical properties of non-covalently functionalized graphene nanoplatelets nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 116, 101–111. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.082>
- Sarsam, W. S., Amiri, A., Zubir, M. N. M., Yarmand, H., Kazi, S. N., & Badarudin, A. (2016). Stability and thermophysical properties of water-based nanofluids containing triethanolamine-treated graphene nanoplatelets with different specific surface areas. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, 500, 17–31. <https://doi.org/10.1016/j.colsurfa.2016.04.016>
- Sarviya, R. M., & Fuskele, V. (2017). Review on Thermal Conductivity of Nanofluids. *Materials Today: Proceedings*, 4(2), 4022–4031. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.304>
- Shabgard, H., Allen, M. J., Sharifi, N., Benn, S. P., Faghri, A., & Bergman, T. L. (2015). Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 138–158. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.020>
- Shabgard, H., Xiao, B., Faghri, A., Gupta, R., & Weissman, W. (2014). Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 70. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.10.053>
- Shukla, K. N., Solomon, A. B., Pillai, B. C., & Ibrahim, M. (2010). Thermal Performance of Cylindrical Heat Pipe Using Nano fluids. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 24(4). <https://doi.org/10.2514/1.48749>
- Solangi, K. H., Kazi, S. N., Luhur, M. R., Badarudin, A., Amiri, A., Sadri, R., ... Teng, K. H. (2015). A comprehensive review of thermo-physical properties and

- convective heat transfer to nano fluids. *Energy*, 89, 1065–1086. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.105>
- Solomon, a. B., Ramachandran, K., Asirvatham, L. G., & Pillai, B. C. (2014). Numerical analysis of a screen mesh wick heat pipe with Cu/water nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 523–533. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.007>
- Solomon, a. B., Ramachandran, K., & Pillai, B. C. (2012). Thermal performance of a heat pipe with nanoparticles coated wick. *Applied Thermal Engineering*, 36(1), 106–112. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.004>
- Sözen, A., Menlik, T., Gürü, M., Boran, K., Kiliç, F., Aktaş, M., & Çakir, M. T. (2016). A comparative investigation on the effect of fly-ash and alumina nanofluids on the thermal performance of two-phase closed thermo-syphon heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 96, 330–337. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.038>
- Srimuang, W., & Amatachaya, P. (2012). A review of the applications of heat pipe heat exchangers for heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6), 4303–4315. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.030>
- Sureshkumar, R., Mohideen, S. T., & Nethaji, N. (2013a). Heat transfer characteristics of nanofluids in heat pipes: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20, 397–410. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.044>
- Sureshkumar, R., Mohideen, S. T., & Nethaji, N. (2013b). Heat transfer characteristics of nanofluids in heat pipes: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20, 397–410. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.044>
- Tanvir, S., & Qiao, L. (2012). Surface tension of Nanofluid-type fuels containing suspended nanomaterials. *Nanoscale Research Letters*, 7(1), 226. <https://doi.org/10.1186/1556-276X-7-226>
- Taurozzi, J. S., Hackley, V. A., & Wiesner, M. R. (2012). *Reporting Guidelines for the Preparation of Aqueous Nanoparticle Dispersions from Dry Materials - Version 2.1*. <https://doi.org/10.6028/NIST.SP.1200-1>
- Tiari, S., Qiu, S., & Mahdavi, M. (2015). Numerical study of finned heat pipe-assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material. *Energy Conversion and Management*, 89, 833–842. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.053>
- Timofeeva, E. V., Moravek, M. R., & Singh, D. (2011). Improving the heat transfer efficiency of synthetic oil with silica nanoparticles. *Journal of Colloid and*

- Interface Science*, 364(1), 71–79. <https://doi.org/10.1016/j.jcis.2011.08.004>
- Tiwari, A. K., Ghosh, P., Sarkar, J., Dahiya, H., & Parekh, J. (2014). Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in plate heat exchanger using nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 85, 93–103. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.06.015>
- Venkatachalapathy, S., Kumaresan, G., & Suresh, S. (2015). Performance analysis of cylindrical heat pipe using nanofluids – An experimental study. *International Journal of Multiphase Flow*, 72, 188–197. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.02.006>
- Wagner, W., & Pruß, A. (2002). The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 31(2), 387–535. <https://doi.org/10.1063/1.1461829>
- Wang, J., Li, F.-C., & Li, X.-B. (2016). Bubble explosion in pool boiling around a heated wire in surfactant solution. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 99, 569–575. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.111>
- Wang, P. Y., Chen, X. J., Liu, Z. H., & Liu, Y. P. (2012). Application of nanofluid in an inclined mesh wicked heat pipes. *Thermochimica Acta*, 539, 100–108. <https://doi.org/10.1016/j.tca.2012.04.011>
- Wang, S., Chen, J., Hu, Y., & Zhang, W. (2011). Effect of evaporation section and condensation section length on thermal performance of flat plate heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 31(14–15), 2367–2373. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.03.037>
- Wang, X. ju, Zhu, D. sheng, & yang, S. (2009). Investigation of pH and SDBS on enhancement of thermal conductivity in nanofluids. *Chemical Physics Letters*, 470(1–3), 107–111. <https://doi.org/10.1016/j.cplett.2009.01.035>
- Wong, S. C., Cheng, H. S., & Tu, C. W. (2017). Visualization experiments on the performance of mesh-wick heat pipes with differing wick wettability. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 114, 1045–1053. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.107>
- Xia, G., Jiang, H., Liu, R., & Zhai, Y. (2014a). Effects of surfactant on the stability and thermal conductivity of Al₂O₃/de-ionized water nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 84, 118–124. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.004>
- Xia, G., Jiang, H., Liu, R., & Zhai, Y. (2014b). Effects of surfactant on the stability and thermal conductivity of Al₂O₃/de-ionized water nanofluids. *International*

- Journal of Thermal Sciences*, 84, 118–124.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.004>
- Xia, G., Jiang, H., Liu, R., & Zhai, Y. (2014c). Effects of surfactant on the stability and thermal conductivity of Al₂O₃/de-ionized water nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 84, 118–124.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.004>
- Yadavalli, Y. (2014). *Transport in Ultra-thin heat pipes for low power applications*. Purdue University. Retrieved from <https://pdfs.semanticscholar.org/b9b0/b6c1b1c2a439c21b4734d6d13a428ab6f054.pdf>
- Yang, L., Xu, J., Du, K., & Zhang, X. (2017). Recent developments on viscosity and thermal conductivity of nanofluids. *Powder Technology*, 317, 348–369.
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2017.04.061>
- Ye, Y., Saw, L. H., Shi, Y., & Tay, A. a. O. (2015). Numerical analyses on optimizing a heat pipe thermal management system for lithium-ion batteries during fast charging. *Applied Thermal Engineering*, 86, 281–291.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.04.066>
- Zawrah, M. F., Khattab, R. M., Girgis, L. G., El Daidamony, H., & Abdel Aziz, R. E. (2015). Stability and electrical conductivity of water-base Al₂O₃ nanofluids for different applications. *HBRC Journal*.
<https://doi.org/10.1016/j.hbrcj.2014.12.001>
- Zhang, H., Wang, S., Lin, Y., Feng, M., & Wu, Q. (2017). Stability, thermal conductivity, and rheological properties of controlled reduced graphene oxide dispersed nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 119, 132–139.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.064>
- Zhou, M., Xia, G., Li, J., Chai, L., & Zhou, L. (2012). Analysis of factors influencing thermal conductivity and viscosity in different kinds of surfactant solutions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36, 22–29.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.07.014>
- Zhu, D., Li, X., Wang, N., Wang, X., Gao, J., & Li, H. (2009). Dispersion behavior and thermal conductivity characteristics of Al₂O₃–H₂O nanofluids. *Current Applied Physics*, 9(1), 131–139. <https://doi.org/10.1016/j.cap.2007.12.008>