

Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y
Mecatrónica



**“SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
COMPRESIÓN DE VAPOR USANDO NANOFUIDOS COMO
FLUIDO SECUNDARIO”**

Tesis presentada por el Bachiller:

Villalba Lozano, Emilio Daniel

Para optar el Título Profesional de:

Ingeniero Mecánico Electricista

Asesor:

Ing. Carpio Rivera, Marco

Arequipa – Perú

2019



Universidad Católica de Santa María

(51 54) 382038 Fax:(51 54) 251213 ✉ ucsm@ucsm.edu.pe 🌐 http://www.ucsm.edu.pe Apartado:1350

AREQUIPA - PERU

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA

INFORME DICTAMINATORIO

VISTO

EL BORRADOR DE TESIS TITULADO:

**“SIMULACION DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR
USANDO NANOFLUIDOS COMO FLUIDO
SECUNDARIO”**

Presentado por el Bachiller:

VILLALBA LOZANO EMILIO DANIEL

Nuestro DICTAMEN es:

proceda con el trámite

OBSERVACIONES: *Ninguna*

Arequipa, *15 de octubre* 2018

ING. MARCO CARPIO RIVERA

ING. AUGUSTO CACERES NUÑEZ

Dedicatoria

A Dios.

A la Virgen de Chapi.

A mi querido padre Daniel, por todo tu optimismo.

A mi tía Emilia, por apoyarme siempre.

A mis abuelos, por estar siempre a mi lado.

A mis tíos y primos, mi gran soporte.

A mis hermanos, todo lo hago pensando en ustedes.

Agradecimientos

Agradezco al PhD. Juan Carlos Valdez Loaiza por todo el apoyo, conocimientos y paciencia prestados durante la realización de la tesis.

Agradezco a mi asesor M.Sc. Marco Antonio Carpio Rivera y al PhD. Hermann Alcázar Rojas por el tiempo y conocimientos durante la investigación.

Agradezco al Laboratorio de Ciencia de los Materiales de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica de la Universidad Católica de Santa María y al Instituto de Energía y Medio Ambiente de la Universidad Católica San Pablo, que promueven la investigación en el sur del Perú.

Y, agradezco a todas las personas que de una u otra manera se vieron involucradas con el desarrollo.

Introducción

Frente a la inminente crisis de recursos energéticos, existe la necesidad de desarrollar sistemas térmicos que sean más eficientes. Los sistemas térmicos como refrigeradores y aparatos de aire acondicionado consumen gran cantidad de energía eléctrica y trabajan con fluidos llamados refrigerantes, que al ser liberados a la atmósfera son fuente principal del efecto invernadero. Es esencial el desarrollo de sistemas de refrigeración y aire acondicionado de bajo consumo con otro tipo de refrigerantes. Los rápidos avances en la nanotecnología han dado lugar a una nueva generación de fluidos de transferencia térmica, llamados nanofluidos (Coumaressin & Palaniradja, 2014).

Los nanofluidos son una solución coloidal de partículas en suspensión de tamaño nanométrico, es decir, la dimensión entre 10-100 nm en un fluido base. El fluido base puede ser agua, etanol, glicol, salmuera a base de agua, refrigerante, aceite, lubricante, etc. Varios metales, óxidos metálicos, diferentes formas de carbono (nanotubos, grafeno, etc.) y cerámicas pueden ser usados como nanopartículas. Recientemente, los nanofluidos a base de grafeno ganaron especial atención debido a varias ventajas, incluyendo una densidad más baja, una conductividad excepcionalmente más alta, mayor superficie específica y propiedades antifricción excepcionales. (Bhattad, Sarkar, & Ghosh, 2018).

La conductividad térmica de nanofluidos aumenta según la concentración; y la capacidad de transferencia de calor mejora; mientras que la resistencia al flujo no aumenta significativamente (Liu, Song, & Gao, 2017). Por lo tanto, hay muchas aplicaciones potenciales de nanopartículas, una de las cuales es usarlo como parte del fluido de trabajo en los ciclos de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. Muchos estudios se han llevado a cabo en las últimas décadas, que, en general, se pueden clasificar en cuatro categorías (Li, Yang, Yu, & Zhao, 2015):

- (I) Las propiedades fundamentales, como la densidad, conductividad térmica, viscosidad y tensión superficial.
- (II) El efecto de los nanofluidos en la transferencia de calor, incluidos conductividad térmica, ebullición, etc.
- (III) Lubricación y compatibilidad de materiales.

(IV) Eficiencia del sistema.

En la presente tesis, se abordará la simulación numérica de un sistema de refrigeración por compresión de vapor con el software Engineering Equation Solver (EES por sus siglas en inglés), el cual trabajará con un fluido secundario conformado por agua o etilenglicol con nanopartículas de Cobre (Cu), Óxido de aluminio (Al_2O_3), Óxido de cobre (CuO), Óxido de Titanio (TiO_2) y Nanotubos de carbono (NTC), a partir de esta simulación paramétrica, se pretende demostrar la mejora de las propiedades de transferencia de calor de los nanofluidos en comparación con el fluido base. Y como ésta afecta a los parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración.



Resumen

Nuevos fluidos de transferencia de calor vienen siendo investigados en la actualidad, entre ellos los denominados nanofluidos, ésta tecnología parece prometedora en futuras aplicaciones en el campo de la ingeniería y la industria, en este trabajo, se evaluó a través de la simulación, las propiedades termodinámicas de un nanofluido (fluido base + nanopartículas) utilizado como fluido secundario en un circuito simple de refrigeración por compresión de vapor, tanto en el evaporador como en el condensador.

Con la simulación numérica de un sistema de refrigeración mediante el software EES, se evaluó las propiedades de transferencia de calor de los nanofluidos y cómo ellas afectan a otros parámetros tales como: flujo másico de refrigerante, caídas de presión, longitud del evaporador y condensador para diferentes concentraciones de nanopartículas, en agua y etilenglicol como fluidos base. Se realizó la simulación con diferentes materiales de nanopartículas como, Cu, Al_2O_3 , CuO, TiO_2 y nanotubos de carbono (NTC).

Como resultado de esta simulación, se obtuvo que el nanofluido (Etilenglicol+NTC) en una concentración de 2%, mejoró las propiedades de transferencia de calor en el sistema secundario de refrigeración, influyendo directamente en la disminución del área del evaporador [42%], una reducción del flujo másico de refrigerante [12%] y una disminución en la caída de presión del refrigerante [30%].

Mientras que el nanofluido (Agua + NTC) a una concentración volumétrica de 2%, obtuvo una disminución del área del evaporador de hasta 17%, una reducción del flujo másico de refrigerante de 14 % y una disminución en la caída de presión del refrigerante de 17%.

Palabras Clave: Nanofluidos, nanopartículas, sistema de refrigeración, simulación numérica, Nanotubos de Carbono.

Abstract

New heat transfer fluids are currently being researched, among them the so-called nanofluids, this technology seems promising in future applications in the field of engineering and industry, in this work, it was evaluated through simulation, properties thermodynamics of a nanofluid (base fluid + nanoparticles) used as secondary fluid in a simple vapor compression refrigeration circuit, both in the evaporator and in the condenser.

With the numerical simulation of a cooling system using the EES software, the heat transfer properties of the nanofluids were evaluated and how they affect other parameters such as: mass flow of refrigerant, pressure drops, length of the evaporator and condenser for different concentrations of nanoparticles, in water and ethylene glycol as base fluids. The simulation was carried out with different materials in nanoparticles such as Cu, Al₂O₃, CuO, TiO₂ and carbon nanotubes (NTC).

As a result of this simulation, it was obtained that the nanofluid (Ethylene glycol + NTC) in a concentration of 2%, improved the heat transfer properties in the secondary refrigeration system, directly influencing the decrease of the evaporator area [42%], a reduction of the coolant mass flow [12%] and a decrease in the coolant pressure drop [30%].

While the nanofluid (Water + NTC) at a volumetric concentration of 2%, obtained a decrease of the evaporator area of up to 17%, a reduction of the mass flow of refrigerant of 14% and a decrease in the pressure drop of the refrigerant of 17%.

Keywords: Nanofluids, nanoparticles, cooling system, numerical simulation, Carbon Nanotubes.

Índice

Introducción	i
Resumen	iii
Abstract	iv
1. CAPITULO I: MARCO METODOLÓGICO	1
1.1. Descripción del Problema	1
1.1.1. Definición del Problema	1
1.2. Hipótesis	1
1.3. Objetivos	2
1.3.1. Objetivo General	2
1.3.2. Objetivos Específicos	2
1.4. Alcances	2
1.5. Justificación	2
1.6. Estado del Arte	5
2. CAPITULO II: MARCO TEÓRICO	9
2.1. Nanotecnología	9
2.2. Nanofluidos	9
2.3. Obtención de nanofluidos	11
2.3.1. Método de un Paso	11
2.3.2. Método de dos pasos	12
2.4. Propiedades de los Nanofluidos	14
2.5. Aplicaciones de los nanofluidos	17
2.5.1. Automotriz	17
2.5.2. Colectores Solares	18
2.5.3. Electrónica	20
2.6. Nanofluidos en sistemas de refrigeración	20

2.6.1.	Nanofluidos usados en sistemas primarios o directos:	20
2.6.2.	Nanofluidos usados en sistemas secundarios.....	22
3.	CAPITULO III: MODELO MATEMÁTICO	24
3.1.	Sistema de refrigeración.....	24
3.2.	Descripción de los procesos en un sistema de refrigeración por compresión de vapor.	25
3.3.	Ecuaciones de conservación de energía	28
3.4.	Transferencia de calor en intercambiadores de calor.....	31
3.5.	Compresor.....	32
3.5.1.	Eficiencia Volumétrica.....	32
3.5.2.	Eficiencia isoentrópica.....	35
3.6.	Condensador.....	36
3.6.1.	Método multizonas.	37
3.6.2.	Mapa de patrones de flujo en condensación.....	41
3.6.3.	Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona bifásica del condensador.....	47
3.6.4.	Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona de subenfriamiento:	50
3.6.5.	Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona de reducción de sobrecalentamiento:	50
3.6.6.	Diámetro Equivalente.....	50
3.6.7.	Caída de presión del refrigerante.....	51
3.6.8.	Caída de presión del refrigerante en la zona de subenfriamiento y reducción de sobrecalentamiento.	51
3.6.9.	Caída de presión del refrigerante en la zona mixta del condensador.....	52
3.6.10.	Caída de presión del Nanofluido en el condensador.....	52
3.6.11.	Potencia de Bombeo del nanofluido en el condensador.	53

3.7. Evaporador.....	53
3.7.1. Método multizonas.	54
3.7.2. Ecuaciones de balance de energía en el evaporador.	54
3.7.3. Zona bifásica o mixta del evaporador.	54
3.7.4. Zona de sobrecalentamiento.....	55
3.7.5. Coeficiente de Transferencia de calor en zona bifásica.....	56
3.7.6. Caída de presión del refrigerante.....	59
3.7.7. Caída de presión del refrigerante en la zona de sobrecalentamiento.....	59
3.7.8. Caída de presión del refrigerante en la zona mixta del evaporador.	59
3.7.9. Caída de presión del Nanofluido en el evaporador.	60
3.7.10. Potencia de Bombeo del nanofluido en el evaporador.....	60
3.8. Propiedades termofísicas de los nanofluidos.....	61
3.8.1. Conductividad Térmica de Nanofluidos compuestos por Cu y Óxidos Metálicos.....	61
3.8.2. Conductividad Térmica de nanofluidos compuestos por Nanotubos de Carbono.....	62
3.8.3. Viscosidad Absoluta.	64
3.8.4. Densidad de los Nanofluidos.....	66
3.8.5. Calor Especifico de los Nanofluidos.....	67
3.8.6. Coeficiente convectivo de Transferencia de Calor.	67
4. CAPITULO IV: FUNCIONAMIENTO DEL PROGRAMA.....	70
4.1. Descripción del Programa.	70
4.1.1. Método de Newton Raphson.....	71
4.2. Variables de entrada principales del programa.....	72
4.2.1. Variables generales.....	72
4.2.2. Variables del compresor.....	73
4.2.3. Variables del condensador.....	73

4.2.4.	Variables del evaporador.	73
4.3.	Variables de salida principales del programa.	73
4.3.1.	Variables del compresor.....	73
4.3.2.	Variables del condensador.....	74
4.3.3.	Variables del evaporador	74
4.4.	Simulación del coeficiente convectivo de transferencia de calor a lo largo del condensador.	74
4.5.	Simulación del coeficiente convectivo de transferencia de calor a lo largo del evaporador.....	77
4.5.1.	Distribución del programa	79
5.	CAPITULO V: RESULTADOS	80
5.1.	Análisis y comparación de resultados	80
5.2.	Variables	80
5.2.1.	Temperaturas de Evaporación y Condensación.....	80
5.2.2.	Tipo de Fluido Base.....	81
5.2.3.	Tipo de nanopartícula.....	81
5.2.4.	Tamaño de nanopartícula.....	82
5.2.5.	Temperatura del nanofluido.	82
5.2.6.	Concentración volumétrica de nanopartículas.....	82
5.3.	Descripción del sistema propuesto.....	82
5.4.	Simulación del sistema propuesto.....	85
5.4.1.	Compresor.....	85
5.4.2.	Evaporador.	91
5.4.3.	Condensador.....	93
5.4.4.	Propiedades de los Nanofluidos.	94
5.4.5.	Nanofluidos en los sistemas de refrigeración secundarios usando agua como fluido base.	102

5.4.6. Nanofluidos en los sistemas de refrigeración secundarios usando etilenglicol como fluido base.	113
5.4.7. Comparación de la reducción de áreas usando distintos fluidos base	123
CONCLUSIONES	126
RECOMENDACIONES.....	128
BIBLIOGRAFIA	129
ANEXOS	140
A. Ficha Técnica del compresor utilizado	140
B. Catálogo de tuberías tipo “L”	141
C. Artículo de investigación basado en la tesis	142



Índice de tablas

Tabla 1: Características típicas del equipo de refrigeración comercia. Fuente:(Devotta et al.,2005),(Environmental Protection Agency [EPA], 2017).....	4
Tabla 2: Conductividad Térmica de Materiales de diversos Sólidos y Líquidos Fuente: (Lee, Choi, Li, & Eastman, 1999; Pedone & Filho, 2008).....	10
Tabla 3: Correlaciones para encontrar el coeficiente de expansión politrópico. Fuente: (R. Ciconkov & Hilligweg, 2003).....	34
Tabla 4: Radio de moléculas de distintos fluidos base. Fuente: (Thang et al., 2015).	64
Tabla 5: Propiedades de los fluidos base. Fuente: (Patel et al., 2010).....	81
Tabla 6: Propiedades de las nanoparticulas. Fuente: (Patel et al., 2010; Sharma et al., 2012)	81

Índice de figuras

Figura 1: Emisiones Globales de HFCs para el 2020 por Sector. Fuente:(Environmental Protection Agency [EPA], 2017).....	4
Figura 2: Numero de Publicaciones de “Nanofluidos” Fuente: (“ScienceDirect.com Science, health and medical journals, full text articles and books.,” 2018).....	7
Figura 3: Número de Publicaciones en revistas de investigación. Fuente: (“ScienceDirect.com Science, health and medical journals, full text articles and books.,” 2018).....	7
Figura 4: Número de Publicaciones de Nanofluidos con Nanotubos de Carbono Fuente: (“ScienceDirect.com Science, health and medical journals, full text articles and books.,” 2018).....	8
Figura 5: Dispersión de nanopartículas de Óxido de Zinc en Acetato de Butilo Fuente: (US. Research Nanomaterials, 2017)	10
Figura 6: Representación del Método de un Paso Fuente: (Deodhar, Shirode, & Kadam, 2014)	11
Figura 7: Representación del Método de dos Pasos Fuente: (Rafiq et al., 2016)	12
Figura 8: Reactor CVD del laboratorio de Ciencias de los Materiales UCSM. Fuente: Propia.	13

Figura 9: Nanofluido compuesto por nanotubos de carbono en agua pura	
Fuente: (Marron Matta, 2018)	13
Figura 10: Muestras de Nanofluido compuesto por nanotubos de carbono a diferentes concentraciones de nanopartículas. Fuente:(Marron Matta, 2018).....	14
Figura 11: Representación del efecto browniano Fuente: (Menéndez Díaz, 2014).....	16
Figura 12: Aumento de la conductividad Térmica [%] vs Concentración Volumétrica [%]	
Fuente: (Patel et al., 2010).....	16
Figura 13: Sistema de refrigeración de un motor de automóvil Fuente: (Talleres y Repuestos, 2018).	18
Figura 14: Colector solar de placa plana. Fuente: (Yousefi et al., 2012).	19
Figura 15: Refrigeración por microcanales en dispositivos electrónicos.	
Fuente: (Colangelo et al., 2017).....	20
Figura 16: Nanofluidos en sistema de refrigeración primario. Fuente: Propia.	21
Figura 17: Nanofluidos en sistema de refrigeración secundario. Fuente: Propia.	22
Figura 18: Layout de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.	
Fuente: Propia.....	24
Figura 19: Diagrama Presión (P) - entalpia (h) para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor real. Fuente: Propia.	26
Figura 20: Intercambiador de calor de doble tubo recto en el evaporador.	
Fuente: Propia.....	27
Figura 21: Intercambiador de calor de doble tubo recto en el condensador.	
Fuente: Propia.....	28
Figura 22: Intercambiador de calor de flujo cruzado. Fuente: Propia.	32
Figura 23: Intercambiador de calor de doble tubo recto en el condensador.	
Fuente: Propia.....	36
Figura 24: Método de resistencias aplicado a un intercambiador de doble tubo recto.	
Fuente: (Çengel & Ghajar, 2011).....	36
Figura 25: Zonas del condensador Fuente: Martins Costa & Parise. (1993).	38
Figura 26: Mapa de patrones de flujo. Fuente: (El Hajal, Thome, & Cavallini, 2003).	41
Figura 27: Tipos de flujo bifásicos dentro de una tubería horizontal.	
Fuente: (Brennen, 2005).....	42
Figura 28: Intercambiador de calor de doble tubo recto en el evaporador.	
Fuente: Propia.....	53

Figura 29: Zonas del Evaporador. Fuente: Martins Costa & Parise. (1993).	54
Figura 30: Coeficiente de transferencia de calor en el evaporador vs calidad del vapor, basado en el modelo de Gungor & Winterton. (1986). Fuente:(Palm, 2004).	57
Figura 31: Forma de los nanotubos de carbono. Fuente: (Thang et al., 2015).	63
Figura 32: Viscosidad [cP] vs Concentración Volumétrica de nanopartículas. Fuente: (Timofeeva et al., 2009).	66
Figura 33: Interfaz del software EES. Fuente: (S. Klein & Nellis, 2014).	71
Figura 34: Interpretación geométrica del método de Newton Raphson. Fuente: (Ul Islam, 2017).	72
Figura 35: Método de división en intervalos para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el condensador. Fuente: Propia.	76
Figura 36: Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el condensador vs Numero de intervalos. Fuente: Propia.	76
Figura 37: Método de división en intervalos para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el evaporador. Fuente: Propia.	78
Figura 38: Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el condensador vs Numero de intervalos. Fuente: Propia.	78
Figura 39: Número de ecuaciones y variables del programa. Fuente: Propia.	79
Figura 40: Compresor Embraco EMT 37 HDP. Fuente: (“Embraco Catalogue,” 2018).	82
Figura 41: Gráfico de Potencia de Compresión vs Temperatura de Evaporación. Fuente: Propia.	85
Figura 42: Trabajo de Compresión vs Temperatura de evaporación Fuente: Propia.	86
Figura 43: Flujo másico de refrigerante vs Temperatura de evaporación. Fuente: Propia.	87
Figura 44: Capacidad de Refrigeración vs Temperatura de Evaporación Fuente: Propia.	88
Figura 45: Eficiencia Volumétrica vs Temperatura de Evaporación Fuente: Propia.	88
Figura 46: Eficiencia Volumétrica vs Relación de Presiones Fuente: Propia.	89
Figura 47: Potencia de Compresión vs Temperatura de Condensación Fuente: Propia.	90
Figura 48: COP vs Temperatura de Condensación. Fuente: Propia.	90
Figura 49: COP vs Temperatura de Evaporación. Fuente: Propia.	91
Figura 50: Área del evaporador vs Temperatura del Evaporador. Fuente: Propia.	92
Figura 51: Coeficiente convectivo de transferencia de calor vs Calidad del Vapor. Fuente: Propia.	92
Figura 52: Área del condensador vs Temperatura de Condensación. Fuente: Propia.	93

Figura 53: Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el condensador. Fuente: Propia.....	94
Figura 54: Conductividad Térmica del Nanofluido. Fuente: Propia.....	95
Figura 55: Aumento de la conductividad térmica vs Concentración volumétrica de nanopartículas. Fuente: Propia.....	96
Figura 56: Conductividad Térmica del nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	97
Figura 57: Aumento de la conductividad Térmica vs Concentración volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	97
Figura 58: Viscosidad Dinámica del nanofluido v Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	98
Figura 59: Viscosidad Dinámica del Nanofluido EG vs Concentración Vol. Fuente: Propia.....	99
Figura 60: Densidad del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	100
Figura 61: Densidad del Nanofluido EG vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	100
Figura 62: Número de Nusselt (Agua) vs Número de Reynolds. Fuente: Propia.....	101
Figura 63: Número de Nusselt (Etilenglicol) vs Número de Reynolds. Fuente: Propia.....	101
Figura 64: Área del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	103
Figura 65: Área del Evaporador vs Diámetro de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	103
Figura 66: Área del Evaporador vs Temperatura el Nanofluido. Fuente: Propia.....	104
Figura 67: Área del Evaporador vs Temperatura meda del Nanofluído. Fuente: Propia..	105
Figura 68: Longitud del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	106
Figura 69: Área del Condensador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	107
Figura 70: Longitud del Condensador vs Concentración Volumétrica de nanopartículas. Fuente: Propia.....	107
Figura 71: Caída de Presión del Refrigerante vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	108

Figura 72: Caída de Presión el Refrigerante vs Diámetro de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	109
Figura 73: Caída de Presión del Refrigerante vs Temperatura Media del nanofluido. Fuente: Propia.....	109
Figura 74: Caída de Presión del Refrigerante vs Temperatura Media del Nanofluido. Fuente: Propia.....	110
Figura 75: Caída de Presión del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	111
Figura 76: Caída de Presión del Nanofluido vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.....	111
Figura 77: Caída de Presión del Nanofluido vs Temperatura Media del Nanofluido. Fuente: Propia.....	112
Figura 78: Potencia de Bombeo del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	112
Figura 79: Área del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	114
Figura 80: Área del Evaporador vs Diámetro de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	114
Figura 81: Área del Evaporador vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.	115
Figura 82: Área del Evaporador NTC vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.....	115
Figura 83: Longitud del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	116
Figura 84: Área del Condensador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	117
Figura 85: Longitud del Condensador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	117
Figura 86: Caída de Presión del Refrigerante vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.....	118
Figura 87: Caída de Presión del Refrigerante vs Diámetro de las Nanopartículas. Fuente: Propia.....	119
Figura 88: Caída de Presión del Refrigerante vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.....	119

Figura 89: Caída de Presión del Refrigerante CNT vs Temperatura Media del Nanofluido. Fuente: Propia.	120
Figura 90: Caída de Presión del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas Fuente: Propia.	121
Figura 91: Caída de Presión del Nanofluido vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.	121
Figura 92: Caída de Presión del Nanofluido CNT vs Temperatura Media del Nanofluido. Fuente: Propia.	122
Figura 93: Potencia de Bombeo del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.	122
Figura 94: Área del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.	123
Figura 95: Área del Condensador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.	124
Figura 96: Flujo Másico de Refrigerante (Agua) vs Temperatura de Evaporación. Fuente: Propia.	125
Figura 97: Flujo Másico de Refrigerante (Etilenglicol) vs Temperatura de Evaporación. Fuente: Propia.	125

Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidad
A	Área	[m ²]
Cap	Capacidad de refrigeración	[kW]
COP	Coefficiente de Performance	[-]
C _p	Calor específico	[kJ/kg-k]
C _r	Relación de espacio muerto	[-]
D	Diámetro	[m]
d _h	Distancia entre la tubería exterior e interior	[m]
E	Factor de mejora del coeficiente convectivo	[-]
E _{mod}	Factor de mejora del coeficiente convectivo modificado	[-]
Ė	Potencia eléctrica	[kW]
f	Factor de fricción	[-]
G	Velocidad Másica	[kg/m ² -s]
gg	Aceleración de la gravedad	[m/s ²]
Hz	Frecuencia	[Hz]
h	Entalpia	[kJ/kg]
K	Conductividad Térmica	[kW/m-K]
L	Longitud	[m]
<i>m</i>	Flujo másico	[kg/s]
Nrps	Número de revoluciones por segundo	[s ⁻¹]
n	Coefficiente de expansión politrópico	[-]
n _{interv}	Número de intervalos	[-]
n _{polos}	Número de polos	[-]
P	Presión	[kPa]
Q̇	Flujo de calor	[kW]
q	Diferencia de entalpías en el evaporador	[kJ/kg]
q̇	Flujo de calor	[kW/m ²]
S	Factor de supresión	[-]
\bar{s}_p	Desplazamiento del pistón	[m]
s	Entropía específica	[kJ/kg-K]
T	Temperatura	[°C]

U	Coeficiente de transferencia de calor total	[kW/m ² -K]
u	Velocidad	[m/s]
V _{comp}	Desplazamiento volumétrico del compresor	[m ³ /s]
v	Volumen específico	[m ³ /kg]
W	Potencia	[kW]
w	Trabajo	[kJ/kg]
x	Calidad del Vapor	[-]

Números Adimensionales

Símbolo	Descripción	Unidad
Bo	Número de ebullición	[-]
Fr	Número de Froude	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
We	Número de Weber	[-]

Símbolos Griegos

Símbolo	Descripción	Unidad
α	Coeficiente convectivo de transferencia de calor	[-]
$\bar{\gamma}$	Relación entre calores específicos	[-]
δ	Espesor de la película líquida	[m]
ΔP	Caída de presión	[-]
ΔT	Caída de temperatura	[-]
ε	Fracción de vacío media logarítmica	[-]
η	Eficiencia	[-]
$\theta_{strat,local}$	Corresponde al ángulo estratificado	[-]

θ	Ángulo estratificado superior del perímetro no mojado por el líquido	[-]
μ	Viscosidad dinámica	[kg/m-s]
φ	Concentración volumétrica de nanopartículas	[-]
ρ	Densidad	[kg/m ³]
σ	Tensión Superficial	[N/m]

Subíndices

Símbolo	Descripción
<i>1</i>	Primer Estado
<i>2</i>	Segundo Estado
<i>bo</i>	Ebullición
<i>bubbly</i>	Flujo burbujeante
<i>c</i>	Referente a la reexpansión del volumen muerto
<i>cd</i>	Condensador
<i>comp</i>	Compresor
<i>ds</i>	Reducción de sobrecalentamiento
<i>e</i>	Equivalente
<i>efect</i>	Efectivo
<i>ev</i>	Evaporador
<i>f</i>	Película
<i>h</i>	Homogéneo
<i>ia</i>	Línea de transición para el flujo intermitente a anular
<i>in</i>	Entrada
<i>in</i>	Interno
<i>l</i>	Líquido
<i>l</i>	Referente a las fugas de refrigerante a través del cilindro y holguras de pistón
<i>m</i>	Medio
<i>mist</i>	Flujo neblinoso
<i>nf</i>	Nanofluido

<i>nfco</i>	Nanofluido del condensador
<i>np</i>	Nanopartícula
<i>out</i>	Externo
<i>out</i>	Salida
<i>p</i>	Pistón
<i>p</i>	Referente a la caída de presión en la succión
<i>q</i>	Referente a la transferencia de calor que ocurre entre el refrigerante y el cilindro
<i>r</i>	Refrigerante
<i>sat</i>	Saturación
<i>sc</i>	Subenfriamiento
<i>strat</i>	Flujo estratificado
<i>t</i>	Teórico
<i>tp</i>	Zona bifásica
<i>v</i>	Vapor
<i>wavy</i>	Flujo ondulado
<i>sc</i>	Subenfriamiento

CAPITULO I: MARCO METODOLÓGICO

1.1. Descripción del Problema

1.1.1. Definición del Problema

Las altas emisiones de HFCs (hidrofluorocarburos) que producen los sistemas de refrigeración, hace que continuamente se realicen estudios con la finalidad de optimizarlos, de esta manera es necesario que se tomen en cuenta aspectos tanto térmicos como ambientales.

Actualmente se conocen los beneficios que tienen el uso de los nanofluidos en diferentes procesos, debido a que elevan la conductividad térmica y aumentan la eficiencia en la transferencia de calor. En los sistemas de refrigeración se viene realizando estudios sobre las ventajas que tiene el uso de esta tecnología como fluido de trabajo primario y secundario para la reducción del consumo energético y el desarrollo de equipos más compactos y eficientes. Es por ello que se busca realizar un análisis numérico mediante simulación computarizada, de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, con la que se podrá observar la variación de diversos parámetros principales en los sistemas de refrigeración, para diferentes concentraciones de [Cu, Al₂O₃, CuO, TiO₂, NTC] usando agua o etilenglicol como fluido base en el circuito secundario.

1.2. Hipótesis

- Mediante el modelamiento y simulación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, se obtendrán, las relaciones entre los diferentes parámetros de funcionamiento, y las variaciones que éstos tendrán a diferentes concentraciones de nanopartículas. Con la aplicación de este modelo se pretende demostrar los beneficios del uso de nanofluidos como fluido secundario en sistemas de refrigeración por compresión de vapor, y su influencia en la reducción de carga de refrigerante.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Simular un sistema de refrigeración por compresión de vapor, para evaluar y analizar los parámetros de funcionamiento obtenidos con el uso de nanopartículas en diferentes concentraciones, para un fluido de trabajo secundario.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Identificar las propiedades de las nanopartículas.
- Identificar las ecuaciones necesarias para realizar los modelos matemáticos.
- Realizar las adaptaciones necesarias dentro del software EES.
- Comparar resultados de estudios similares, tanto experimentales como numéricos.

1.4. Alcances

La presente tesis, abarca el modelado de un sistema de refrigeración por compresión de vapor en el software EES para evaluar las ventajas que tienen los nanofluidos como fluidos de trabajo secundarios en intercambiadores de calor de doble tubo recto en contraflujo (Evaporador y Condensador).

Incluye además la utilización de correlaciones para determinar las propiedades de los nanofluidos como Cu, Al_2O_3 , CuO, TiO_2 , y nanotubos de Carbono (NTC) disponibles en la literatura.

1.5. Justificación

La destrucción de la capa de ozono ha sido uno de los problemas ambientales más graves en los últimos años. En términos de desarrollo sostenible, es pertinente continuar con el desarrollo de los países, buscando a la vez alternativas (refrigerantes sustitutos, control de fugas, prohibición de sustancias altamente contaminantes, entre otras) que minimicen los impactos ambientales causados (destrucción de la capa de ozono, efecto

invernadero), pensando siempre en las generaciones futuras. (Moreno Romero, Cadena Nogales, Vera Luzuriaga, & Orozco Cantos, 2018).

Los refrigerantes han pasado por diversas generaciones, debido principalmente, a la falta de seguridad y al impacto ambiental que causan. La primera generación (éter etílico, dióxido de azufre) fue dejándose de usar por ser tóxicos e inflamables. La segunda generación (R-12, R-22, R-11) se creó como una solución segura, sin embargo, sus altos índices de cloro y el daño que producía a la capa de ozono hicieron que deje de usarse. La tercera generación de refrigerantes llamados HFCs (R-134a, R-407c, R-404A) dejó de hacer daño a la capa de ozono, sin embargo, las fugas de este refrigerante son causantes del efecto invernadero. (Sanguinetti, 2016). Es por estas razones que se busca una cuarta generación de refrigerantes y nuevos fluidos de transferencia de calor que sean amigables con el medio ambiente.

Los HFCs son potentes gases de efecto invernadero con GWP (Potencial de Calentamiento Global) cientos a miles de veces más potente por libra, que el dióxido de carbono (CO_2). A nivel mundial, aproximadamente el 80% de los HFCs, se emiten en procesos de refrigeración, aire acondicionado (AC) y aire acondicionado vehicular (MVAC), y el resto corresponde a sectores de soplado de espuma, aerosoles, extinción de incendios y solventes. Mientras que las naciones desarrolladas han representado históricamente la mayoría de las emisiones mundiales de HFCs, el total de emisiones de HFCs que se proyecta para las naciones en desarrollo se cuadruplicarán para 2030. La tasa de emisiones de HFCs aumenta rápidamente y está impulsada en gran medida por la mayor demanda de sistemas de refrigeración y aire acondicionado, especialmente en los climas tropicales de gran parte de países en vías de desarrollo. Las emisiones de HFCs que se prevé para el 2020 serán equivalentes a 1,084 MMT CO_2 y los procesos de aire acondicionado serán los mayores emisores de estos gases, tal como se muestra en la figura 1. (Environmental Protection Agency [EPA], 2017).

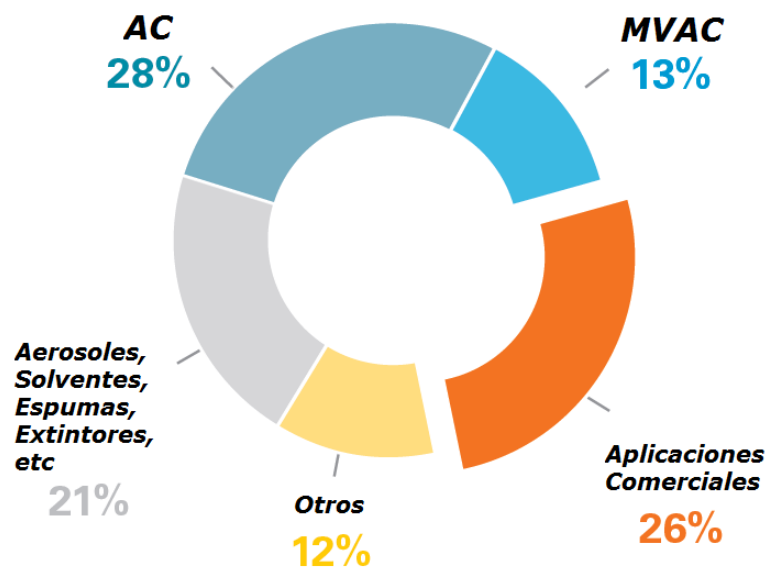


Figura 1: Emisiones Globales de HFCs para el 2020 por Sector. Fuente: (Environmental Protection Agency [EPA], 2017)

Las fugas de refrigerante, es a la fecha uno de los grandes problemas que tienen los sistemas de refrigeración comercial, este problema resulta inevitable pues se presenta por múltiples razones como la simple vibración, corrosión de tuberías o falta de mantenimiento adecuado, la tabla 1 muestra las capacidades, el consumo y la tasa de fuga operacional de dichos sistemas. (Environmental Protection Agency [EPA], 2017).

Tabla 1: Características típicas del equipo de refrigeración comercial. Fuente: (Devotta et al., 2005), (Environmental Protection Agency [EPA], 2017)

Equipamiento	Capacidad (kW)	Carga de refrigerante (kg)	Tasa anual de fuga operacional (%)
Sistemas de refrigeración autónomos	0.1 a 1	0.1	<1%
Sistemas de unidades de condensación remotas	0.1 a 20	1 a 20	5 a 20 %
Sistemas de bastidores multiplex (supermercados)	40 a >200	20 a 3000	10 a 35%

En las últimas décadas, existe una fuerte tendencia, a tener intercambiadores de calor más compactos y eficientes. Estas características permiten reducir el consumo de energía, carga de refrigerante e impacto ambiental. En vista de la seguridad energética y la preocupación ambiental, el rendimiento de los sistemas de refrigeración necesita ser mejorado, lo cual puede hacerse mediante la modificación de cualquiera de los sistemas o las propiedades de fluidos de trabajo con la adición de nanopartículas en el fluido primario o secundario. (Bobbo, Colla, & Fedele, 2012).

Los nanofluidos son una nueva generación de fluidos de transferencia de calor que prometen mejorar significativamente las propiedades reológicas y tribológicas de fluidos. Se obtienen mediante la dispersión de nanopartículas sólidas (diámetro <100 nm) hechas por óxidos metálicos, metales, nanotubos de carbono, en los fluidos comunes tales como agua, glicol, aceites y refrigerantes. (Bobbo et al., 2012).

Por tanto, es posible mejorar las propiedades de los fluidos de trabajo, mediante la adición de nanopartículas que permitan mejorar entre otras cosas la conductividad térmica. Así se podrá mejorar la eficiencia de los procesos de refrigeración y contribuir con el desarrollo de nuevas tecnologías.

1.6. Estado del Arte

Desde 1995, cuando el término nanofluido fue acuñado por Sir Stephen Choi hasta el 2008. Se han venido estudiando a los nanofluidos como fluidos de transferencia de calor. La investigación se centró en mejorar la conductividad térmica del fluido base por varios parámetros como forma de nanopartícula y material de fluido base (Subramaniyan & Ilangovan, 2015).

Diversas investigaciones se han desarrollado para predecir el comportamiento de los nanofluidos en procesos de transferencia de calor. Sobre todo, con respecto a la viscosidad, estabilidad, conductividad térmica y el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

A partir del 2008 los nanofluidos han sido investigados por sus propiedades eléctricas y como potenciadores eléctricos de la conductividad para el fluido base. La última tendencia

en nanofluido es hacia las propiedades ópticas del nanofluido para la absorción en colectores solares.(Subramaniyan & Ilangovan, 2015).

Investigaciones recientes sobre el uso de nanofluidos en radiadores automotrices como el desarrollado por Subhedar, Ramani, & Gupta. (2018), muestran que el uso de nanopartículas de Al_2O_3 dispersos en una mezcla Etilenglicol-Agua mejoran el rendimiento de transferencia de calor en comparación con el refrigerante convencional haciendo que el sistema de enfriamiento sea más liviano y produzca menos arrastre.

Por otro lado, Elsheikh, Sharshir, Mostafa, Essa, & Ahmed Ali. (2018) señalan sobre los colectores solares, que las propiedades termofísicas superiores de los nanofluidos dan como resultado una mejora significativa en el proceso de transferencia de calor, lo que permite la reducción del tamaño de los dispositivos solares.

Como se muestra en la figura 2. El número de estudios sobre nanofluidos ha ido en crecimiento en los últimos 10 años. En repositorios de artículos de investigación como ("ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books.," 2018) cada año se muestran más estudios referentes a los nanofluidos en múltiples revistas de ciencias y se incrementa el número de publicaciones. Solo hasta el mes de junio del 2018 se encuentran disponibles 1528 artículos de investigación, lo que indica un enorme crecimiento en el estudio de este tema.

La investigación sobre el uso de los nanofluidos viene siendo de mucha importancia, sobre todo en procesos de transferencia de calor. Esto se demuestra con la cantidad de publicaciones en revistas de investigación que estudian procesos térmicos y energéticos hasta el año 2018, tal como se muestra en la figura 3.

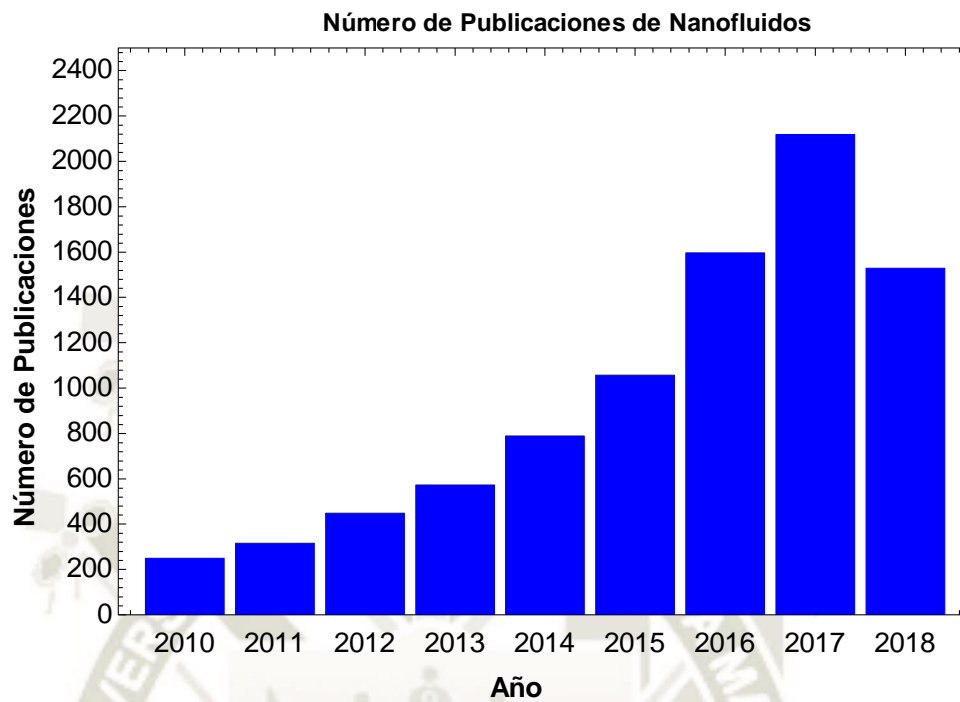


Figura 2: Numero de Publicaciones de "Nanofluidos" Fuente: ("ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books.," 2018)

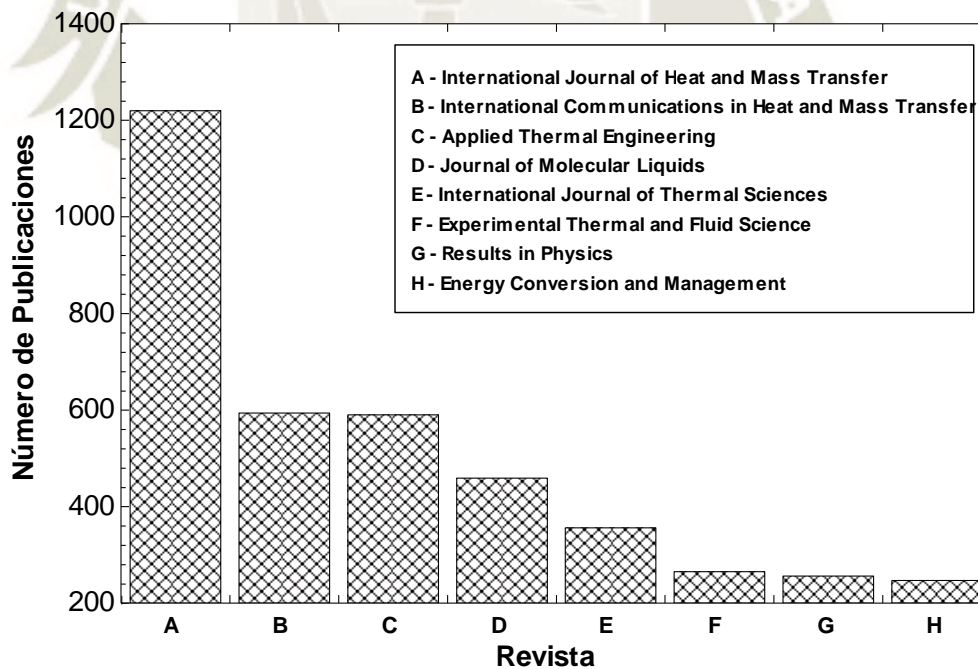


Figura 3: Número de Publicaciones en revistas de investigación. Fuente: ("ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books.," 2018)

El campo de la medicina no ha sido ajeno al desarrollo de esta tecnología. Los nanofluidos compuestos por nanotubos de carbono (NTC) vienen siendo investigados en el campo de la nanomedicina como portadores de fármacos. (Saleh, Alali, & Ebaid, 2017).

Además, múltiples investigaciones sobre las características térmicas de los nanofluidos que contienen nanotubos de carbono, revelan los grandes potenciales que estos tienen como fluidos de transferencia de calor. Por lo tanto, hay un creciente interés de investigación en procesos de transferencia de calor conductivo y convectivo (S. M.Sohel Murshed & Nieto De Castro, 2014). Esto se puede evidenciar a partir del crecimiento de publicaciones anuales en este nanofluido que se muestra en la figura 4.



Figura 4: Número de Publicaciones de Nanofluidos con Nanotubos de Carbono Fuente: (“ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books.,” 2018)

CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

2.1. Nanotecnología

La nanotecnología es la ciencia que trata de la creación de nuevos materiales, dispositivos y sistemas a un nivel molecular, mejorando significativamente las propiedades mecánicas, ópticas, químicas o eléctricas de los materiales (Chong, 2008).

Para Uribe & López. (2007), la importancia de la nanotecnología radica en que los materiales pueden adquirir o realzar propiedades diferentes a las que tienen a escala macroscópica.

La nanotecnología viene siendo investigada en gran medida para diversas aplicaciones, con las cuales se espera tener grandes avances en áreas como la medicina y la industria.

2.2. Nanofluidos

Los nanofluidos están diseñados mediante la dispersión de materiales de tamaño nanométrico (nanopartículas, nanofibras o nanotubos) en fluidos base. En otras palabras, los nanofluidos son suspensiones coloidales a nanoescala que contienen nanomateriales sólidos. Chamsa-ard, Brundavanam, Fung, Fawcett, & Poinern. (2017) consideran a los nanofluidos como sistemas bifásicos con una fase (fase sólida) en otra (fase líquida).

El uso de nanopartículas en fluidos base permite entre otras cosas, aumentar la conductividad térmica de un fluido. La estabilidad de la mezcla es actualmente uno de los desafíos más grandes que tiene esta tecnología. Sin embargo, existen ya diferentes métodos para lograr una dispersión adecuada.

Los nanofluidos están compuestos por nanopartículas de tamaño, menor a 100 nm, en un fluido base como refrigerantes, agua y aceites. Esta dispersión de nanopartículas puede observarse en la figura 5.

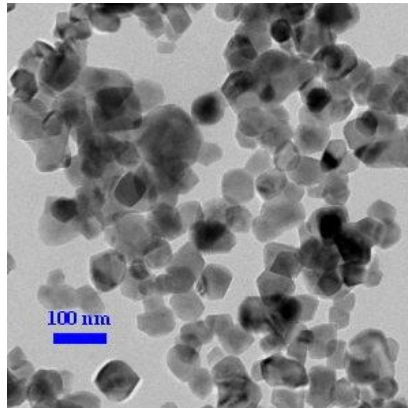


Figura 5: Dispersión de nanopartículas de Óxido de Zinc en Acetato de Butilo Fuente: (US. Research Nanomaterials, 2017)

Las nanopartículas como Cu, Al_2O_3 , CuO, TiO_2 , y los nanotubos de carbono (NTC) tienen mayor conductividad térmica que los fluidos base como el agua y el etilenglicol. Estos valores se muestran en la tabla 2.

Tabla 2: Conductividad Térmica de Materiales de diversos Sólidos y Líquidos Fuente: (Lee, Choi, Li, & Eastman, 1999; Pedone & Filho, 2008)

Material	Conductividad Térmica (W/m-K)
NTC	1800 @ 6000
Plata	429
Cobre	401
Aluminio	237
Silicón	148
Alúmina	40
Sodio @644K	72.3
Agua	0.613
Etilenglicol	0.253
Aceite de Motor	0.145

Existe una diferencia considerable entre la conductividad térmica de las nanopartículas metálicas (Au, Ag, Cu) en comparación con los Nanotubos de Carbono (NTC). Es debido a este motivo que el estudio de los nanofluidos que contienen nanotubos de carbono es un tema de mucho interés para los investigadores.

Los nanofluidos compuestos por nanotubos de carbono presentan propiedades térmicas más altas como: conductividad térmica y coeficiente de transferencia de calor, en

comparación a los fluidos base. Así también los nanotubos exhiben un excelente comportamiento de dispersión en la mayoría de los solventes frecuentemente usados (S. M.Sohel Murshed & Nieto De Castro, 2014).

2.3. Obtención de nanofluidos.

Actualmente existen 2 métodos frecuentemente utilizados para sintetizar nanofluidos:

- Método de un paso.
- Método de dos pasos.

2.3.1. Método de un Paso.

Este método fue desarrollado por Eastman, Choi, Li, Yu, & Thompson. (2001), para reducir la aglomeración de nanopartículas. Consiste en hacer y dispersar las nanopartículas en el fluido base al mismo tiempo. Muchos pasos como secado, almacenamiento y transporte y la dispersión de nanopartículas se eliminan dentro de este proceso; esto reduce la aglomeración considerablemente y aumenta la estabilidad del nanofluido (Rafiq, Lv, & Li, 2016).

El método de un paso es altamente exitoso en dispersar las nanopartículas uniformemente y proporciona una mayor estabilidad. Sin embargo, no ha sido exitoso en la preparación de nanofluido a gran escala y los costos de producción son altos en comparación al método de dos pasos. La representación de este método se muestra en la figura 6.

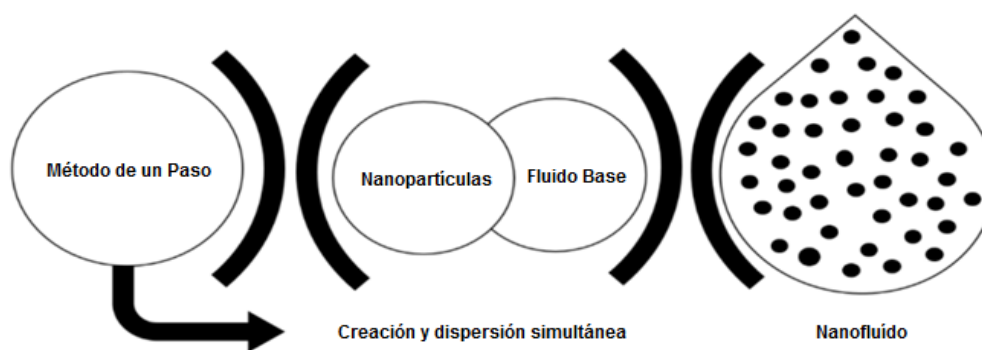


Figura 6: Representación del Método de un Paso Fuente: (Deodhar, Shirode, & Kadam, 2014)

2.3.2. Método de dos pasos

En éste método, la nanopartículas sólidas son preparadas mediante procesos químicos o físicos, para luego ser suspendidas en un fluido base mediante agitación de fuerza magnética y agitación ultrasónica.

Este método se emplea ampliamente para producir nanofluidos a gran escala debido a su menor costo. Sin embargo, hay altas posibilidades de aglomeración de nanopartículas durante ambas etapas del método de dos pasos, debido a una gran área de superficie y a la gran actividad superficial de las nanopartículas. Para evitar dichas aglomeraciones, se recomienda el uso de surfactantes (Rafiq et al., 2016). El diagrama representativo de este método se observa en la figura 7.

Actualmente el Laboratorio de Investigación de Ciencia de los Materiales de la Universidad Católica de Santa María utiliza este método para la obtención de nanofluidos que contienen nanotubos de carbono, que son obtenidos mediante el método CVD a través del reactor mostrado en la figura 8. El nanofluido después de la adición de surfactantes y las muestras a diferentes concentraciones se muestran en las figuras 9 y 10 respectivamente.

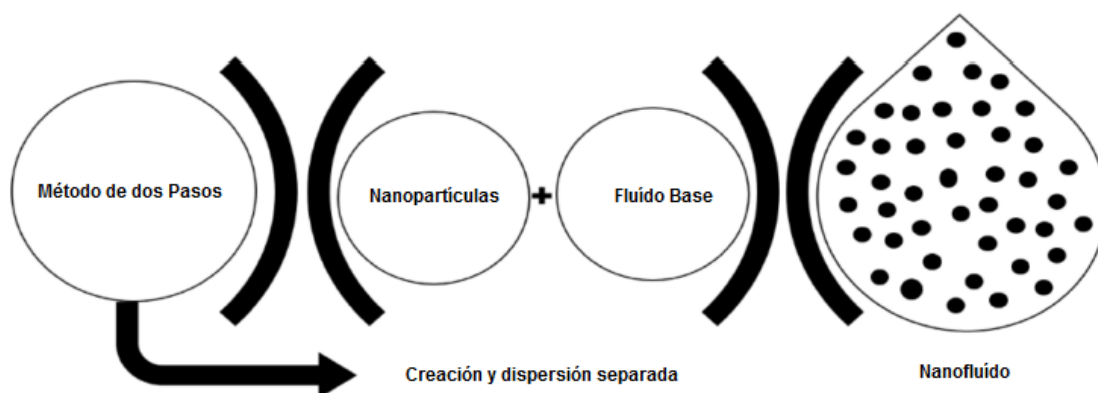


Figura 7: Representación del Método de dos Pasos Fuente: (Rafiq et al., 2016)



Figura 8: Reactor CVD del laboratorio de Ciencias de los Materiales UCSM. Fuente: Propia.



Figura 9: Nanofluido compuesto por nanotubos de carbono en agua pura Fuente: (Marron Matta, 2018)

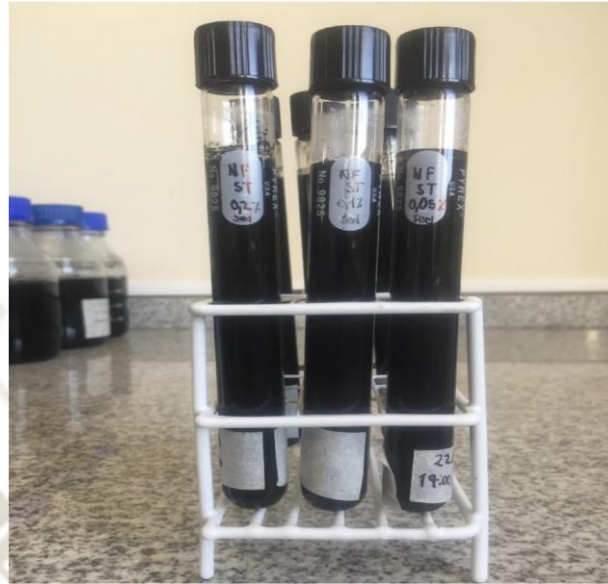


Figura 10: Muestras de Nanofluido compuesto por nanotubos de carbono a diferentes concentraciones de nanopartículas. Fuente:(Marron Matta, 2018)

2.4. Propiedades de los Nanofluidos.

Los nanofluidos tienen propiedades únicas de transferencia de calor y se utilizan en sistemas de alto flujo de calor (por ejemplo, sistemas de refrigeración electrónicos, líquidos de intercambiadores de calor, colectores solares y reactores nucleares) (Solangi et al., 2015).

Los esfuerzos de investigación sobre nanofluidos han evolucionado en las últimas dos décadas para establecer una extensa literatura. Varios modelos para predecir el comportamiento de las propiedades termofísicas de nanofluidos individuales han sido desarrollados. Sin embargo, la falta de un acuerdo razonable entre los modelos teóricos y los resultados experimentales ha sido un factor limitante para el desarrollo de un modelo de nanofluido unificado para la conductividad térmica (Akilu, Sharma, Baheta, & Mamat, 2016).

La efectividad general de un proceso de transferencia de calor depende de los coeficientes de transferencia de calor convectivo, debido a esto, las propiedades de nanofluidos tales como densidad, calor específico, conductividad térmica y la viscosidad son esenciales (Yu, France, Routbort, & Choi, 2008).

Muchos experimentos e investigaciones teóricas han sido realizado para investigar el cambio en la conductividad térmica de nanofluidos. La adición de nanopartículas en un fluido convencional aumenta la conductividad térmica debido al movimiento browniano, mostrado en la figura 11. Adicionalmente existe un incremento de la conductividad térmica debido a que las moléculas líquidas forman una especie de nanocapa cuando están cerca de nanopartículas sólidas, estas capas actúan como un puente térmico entre las nanopartículas y un líquido base. La conductividad térmica de los nanofluidos puede medirse por diversas técnicas, como, analizador de hilo caliente, analizador de constantes térmicas de disco caliente (Gupta, Singh, Kumar, & Said, 2017).

Patel, Sundararajan, & Das. (2010), determinaron experimentalmente el aumento de la conductividad térmica del agua y etilenglicol con el uso de nanopartículas metálicas (Cu) y óxido metálicas (CuO, TiO₂, Al₂O₃) en concentraciones que varían de 0.1 a 3% para un rango de temperaturas de 20 a 50 °C, encontrando resultados muy favorables con el uso de nanopartículas de cobre, logrando un aumento de casi 37 %, tal como se observa en la figura 12. De la misma forma Sharma et al. (2012), encontraron un aumento considerable de la conductividad térmica con el uso nanopartículas metálicas y óxido metálicas en diferentes concentraciones. Ambos estudios comparan los resultados, con la correlación de Hamilton & Crosser. (1962), encontrando una enorme diferencia, sobre todo, con el aumento de la temperatura.

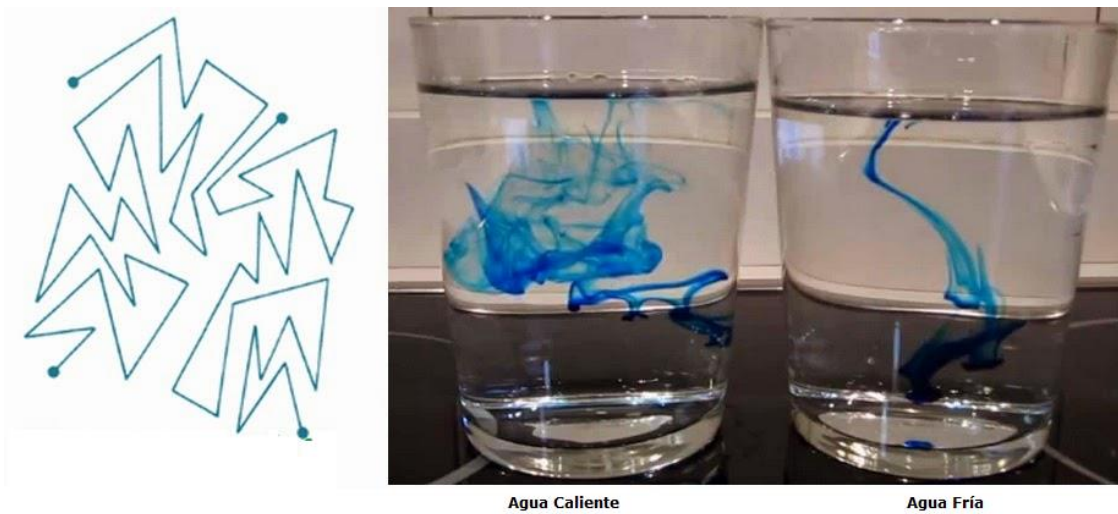


Figura 11: Representación del efecto browniano Fuente: (Menéndez Díaz, 2014).

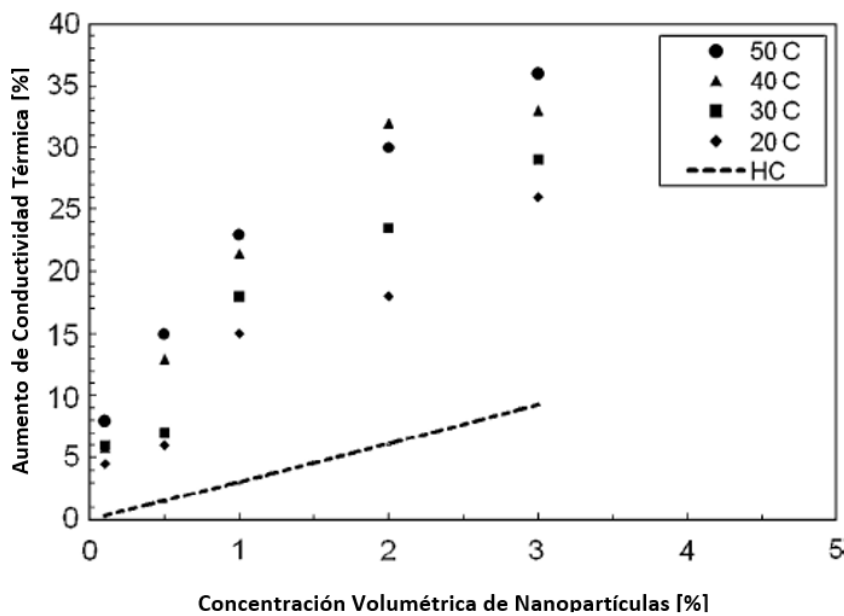


Figura 12: Aumento de la conductividad Térmica [%] vs Concentración Volumétrica [%] Fuente: (Patel et al., 2010)

Gupta et al. (2017), concluyen en que la conductividad térmica de los nanofluidos está sujeta a la variación de distintos factores como tamaño de nanopartículas, forma de nanopartículas, material de nanopartículas, material del fluido base, temperatura.

La adición de una pequeña fracción de nanopartículas sólidas a un líquido base mejora la densidad de la mezcla. Esto se debe a que la densidad de sólidos es mayor que los líquidos. Existen diversos estudios desarrollados para encontrar la densidad de los nanofluidos. Por ejemplo, Ho, Liu, Chang, & Lin. (2010) observaron aproximadamente un 10% de aumento en la densidad de un nanofluido compuesto por Al_2O_3 /agua, en una concentración de 4 %.

En el caso del calor específico, los estudios señalan que existe una disminución conforme se incrementa la concentración volumétrica de nanopartículas. Investigadores como, Zhou & Ni. (2008), observaron una reducción de hasta 45% en el calor específico del nanofluido Al_2O_3 (40 nm) / agua, con un aumento en la concentración volumétrica de partículas de alúmina de 0% a 21.7% y a una temperatura de 33 ° C. Por otro lado, Barbés et al. (2013) notaron una disminución del 14% en el calor específico del nanofluido Al_2O_3 (45nm) / agua, a una temperatura de 25 ° C, variando la concentración volumétrica en un rango de 0 a 3.6%.

2.5. Aplicaciones de los nanofluidos

2.5.1. Automotriz

En la actualidad los nanofluidos vienen siendo investigados en diferentes áreas automotrices, principalmente como fluido de enfriamiento del motor, debido a que, por su conductividad térmica elevada permite entre otras cosas: reducir el tamaño de radiadores, ahorro de combustible y darles mayor vida a los componentes

Los investigadores ya han reconocido la capacidad de transferencia de calor de los nanofluidos en relación con sus fluidos base. Por lo tanto, tales fluidos pueden ser una mejor opción para los refrigerantes en automóviles.

Todos los automóviles en el mercado hoy, tienen un radiador. Un radiador es parte importante del complejo sistema de refrigeración de un motor de automóvil (Mishra, Mukherjee, Nayak, & Panda, 2014). Tal como se observa en la figura 13.

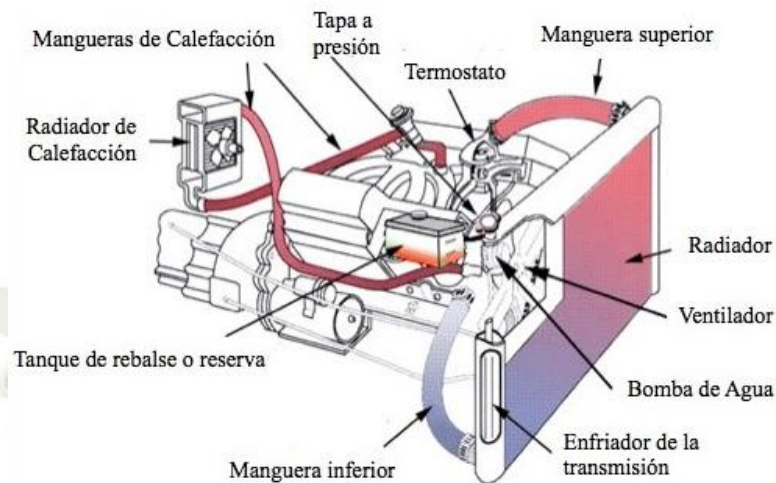


Figura 13: Sistema de refrigeración de un motor de automóvil Fuente: (Talleres y Repuestos, 2018).

Tendencias recientes hacia la alta disipación de calor, hacen que cada vez se produzcan radiadores más grandes y aumente su área frontal, lo que conduce a una resistencia viscosa adicional y aumento en consumo de combustible del motor. Por lo tanto, el enfriamiento es uno de los desafíos de ingeniería importantes que enfrenta la industria automotriz, especialmente las industrias de vehículos pesados. Los nanofluidos pueden superar estos problemas debido a su capacidad de transferencia de calor mejorada (Mishra, 2013).

Resultados obtenidos por Subhedar et al. (2018) muestran que el rendimiento de transferencia de calor del radiador se mejora mediante el uso de nanofluidos en comparación con un refrigerante convencional. Para una concentración volumétrica del 2% de nanopartícula de Al_2O_3 en una mezcla Agua-Etilenglicol, obtuvo un aumento del 30% en la transferencia de calor y una reducción del área del radiador de casi un 20 %.

2.5.2. Colectores Solares

La energía renovable como la energía solar puede ser aprovechada mediante el uso de un colector solar térmico, que para ser lo suficientemente eficiente debe acoplarse con fluidos que posean un nivel térmico y propiedades ópticas superiores. Se ha demostrado que la nueva generación de fluidos de transferencia de calor, como el nanofluido, tiene buenas características ópticas para ser utilizado en un colector solar (Leong et al., 2016).

Investigadores como Lu, Liu, & Xiao. (2011) realizaron un análisis sobre el rendimiento térmico de un termosifón abierto que usa nanofluidos para altas temperaturas, en colectores solares tubulares de evacuación. Reiteraron que la adición de nanopartículas mejora las propiedades ópticas del fluido base, causando aumento en la eficiencia de la absorción directa para el colector solar.

En estudios recientes como el de Elsheikh et al. (2018) se menciona que investigadores como Yousefi, Veisy, Shojaeizadeh, & Zinadini. (2012) estudiaron experimentalmente los efectos del uso de nanofluido de Al_2O_3 en lugar de agua como fluido de trabajo, en la eficiencia de un colector solar plano, el cual se muestra en la figura 14. Evaluaron la eficiencia del colector bajo diferentes condiciones de funcionamiento, es decir, fracción de masa de nanopartículas, velocidad de flujo másico y la presencia de surfactantes, encontrando así, que la eficiencia aumentó en un 28.3% usando nanofluido de Al_2O_3 con una fracción en peso de 0.2% en comparación con la eficiencia del colector a base de agua. Además, la eficiencia del colector solar aumentó en un 15,63% usando surfactante.

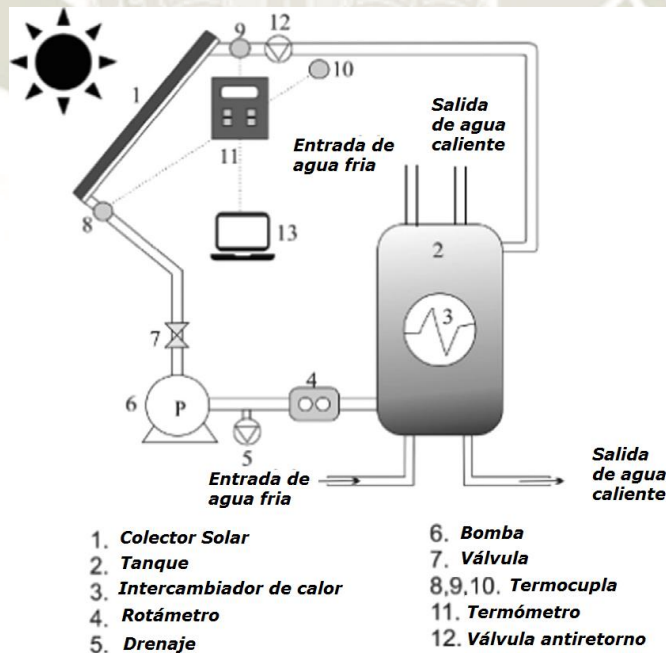


Figura 14: Colector solar de placa plana. Fuente: (Yousefi et al., 2012).

2.5.3. Electrónica

Los nanofluidos también están siendo empleados en microcanales para aplicaciones electrónicas como se observa en la figura 15. Estos sistemas están compuestos por evaporador, dispositivo de expansión y condensador. A través del evaporador entra calor, vaporizando el fluido de trabajo. Por lo tanto, un gradiente de presión fuerza al vapor hacia el condensador. El dispositivo de expansión sirve como una bomba que usa presión capilar para devolver el fluido desde el condensador al evaporador (Colangelo, Favale, Milanese, de Risi, & Laforgia, 2017).

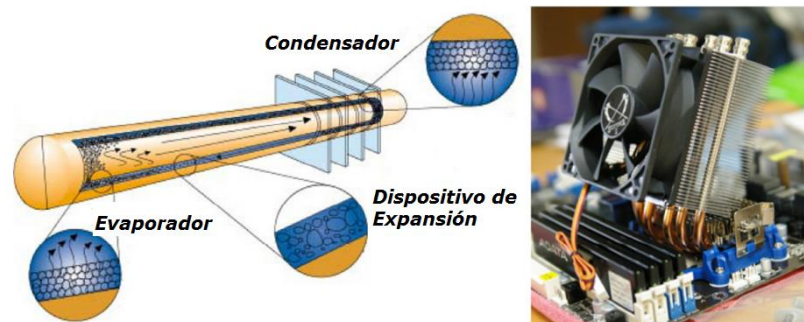


Figura 15: Refrigeración por microcanales en dispositivos electrónicos. Fuente: (Colangelo et al., 2017).

2.6. Nanofluidos en sistemas de refrigeración

Existen dos tipos de sistemas de refrigeración donde los nanofluidos son por lo general usados:

- Sistema de refrigeración primarios o directos
- Sistemas de refrigeración secundarios o indirectos.

2.6.1. Nanofluidos usados en sistemas primarios o directos:

La mayoría de los sistemas de refrigeración se construyen como sistema directo, es decir, sistemas con expansión, donde el refrigerante se utiliza para transportar directamente el calor del espacio que se va a enfriar, al espacio donde se libera el calor (Melinder, 2008). Este sistema se puede apreciar con mayor detalle en la figura 16.

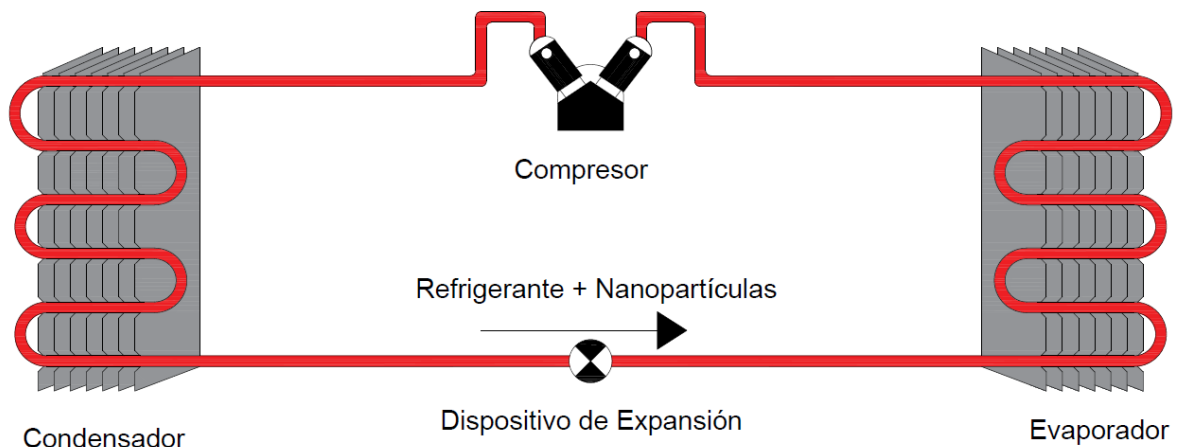


Figura 16: Nanofluidos en sistema de refrigeración primario. Fuente: Propia.

El uso de nanofluidos como refrigerantes (nanorefrigerantes) mejora los coeficientes de ebullición, así como los coeficientes de transferencia de calor de condensación, lo que conduce a sistemas de refrigeración más compactos y ligeros que consumen menos potencia en el compresor y, por lo tanto, son más eficientes energéticamente. Las nanopartículas como aditivos también pueden aumentar la solubilidad entre el refrigerante y el lubricante, lo que puede aumentar la vida útil del compresor. El estudio de nanorefrigerantes implica el estudio del fenómeno de condensación y ebullición del calor, debido al proceso de cambio de fase que ocurre en el sistema de refrigeración, que depende de muchas propiedades termofísicas (Bhattad et al., 2018).

Muchos investigadores trabajan de forma continua y rigurosa en el campo de la mejora del rendimiento térmico del nanorefrigerante. Investigaciones recientes como la de Mahbubul, Saadah, Saidur, Khairul, & Kamyar. (2015), demostraron que el uso de nanopartículas de Al_2O_3 , en una concentración volumétrica del 5% en refrigerante R-134a, produce un incremento del 15% en el coeficiente de performance (COP). Por otro lado Soliman, Taher, Abdel-Rahman, & Ookawara. (2015), señalaron que con nanopartículas de Al_2O_3 en R-134 en una concentración de 0.1% en peso se obtiene un incremento del coeficiente de performance del 10.5 %, además de un 13.5 % de ahorro en energía.

El problema más común en esta aplicación sucede durante la circulación de la mezcla de aceite-nanorefrigerante en el sistema de refrigeración, donde solo circula una pequeña parte de las nanopartículas. Sin embargo, Lin, Peng, Chang, & Ding. (2017) consideran que

este problema se puede abordar disminuyendo la concentración de nanopartículas, aumentando la fracción de aceite y reduciendo el flujo de calor.

2.6.2. Nanofluidos usados en sistemas secundarios

El circuito secundario es un circuito adicional, donde el fluido secundario está circulando para transferir calor. El circuito secundario se puede encontrar tanto en el lado frío como en el caliente. Se utilizan diferentes términos para definir el fluido en el circuito secundario: fluido de transferencia de calor, salmuera, anticongelante, fluido secundario, refrigerante secundario y fluido de trabajo secundario (Munoz, 2015).

Los nanofluidos pueden ser usados como fluidos secundarios en los sistemas de refrigeración tanto en el condensador, usado para enfriar el refrigerante y en el evaporador, donde expulsa calor hacia el refrigerante. Ambos usos se aprecian con mayor detalle en la figura 17.

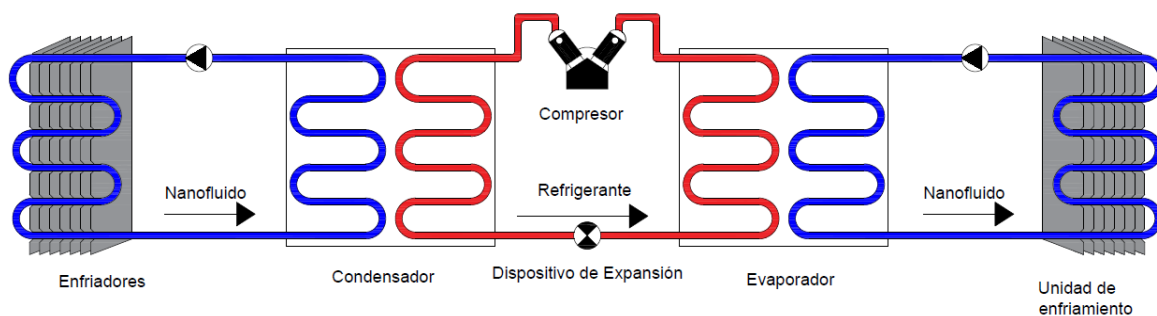


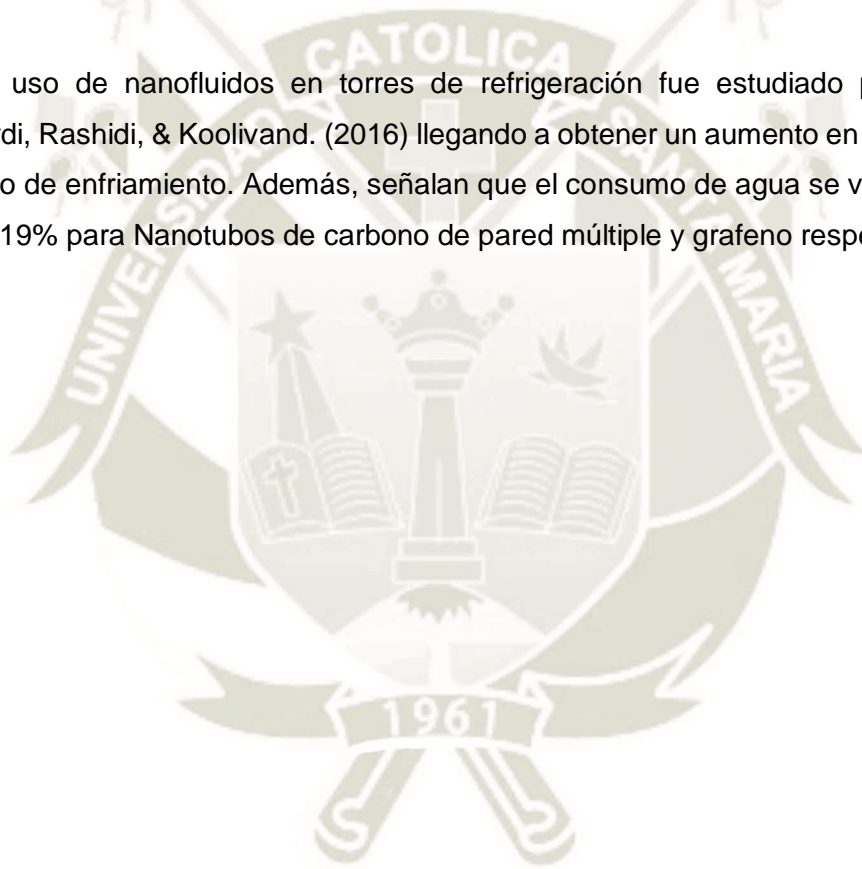
Figura 17: Nanofluidos en sistema de refrigeración secundario. Fuente: Propia.

El agua es un fluido secundario excelente, pero solo a temperaturas superiores a 3°C, ya que alcanza su punto de congelamiento a una temperatura de 0 °C. Por lo tanto, se debe usar un aditivo anticongelante para aprovechar las buenas propiedades termofísicas del agua. Entre los aditivos depresores del congelamiento utilizados con el agua se encuentran: propilenglicol, etilenglicol, formiato de potasio, acetato de potasio, glicerol, carbonato de potasio, betaína, alcohol etílico y alcohol metílico (Munoz, 2015).

El nanofluido se puede utilizar eficazmente como refrigerante en el condensador o como enfriador de gas en torres de enfriamiento (Bhattad et al., 2018). Existen diversos estudios sobre el uso de nanofluidos en sistemas secundarios, investigadores como

Valdez, Pruzaesky, & Reis Parise. (2010) señalan que el uso de nanopartículas de Cu, Al_2O_3 , TiO_2 y CuO en un sistema de refrigeración por compresión de vapor ocasiona que el área del evaporador y la caída de presión del refrigerante se reduzcan con la disminución del tamaño de las nanopartículas y el aumento de la concentración volumétrica. Por otro lado, Vasconcelos, Cárdenas Gómez, Bandarra Filho, & Parise. (2017), informaron que, con el uso de nanofluidos compuestos por nanotubos de carbono de pared simple (SWCNT) en concentraciones volumétricas de hasta 0.21% en un sistema secundario, se obtuvo una mayor capacidad de enfriamiento y un aumento del coeficiente de performance (COP).

El uso de nanofluidos en torres de refrigeración fue estudiado por Askari, Lotfi, Seifkordi, Rashidi, & Koolivand. (2016) llegando a obtener un aumento en la eficiencia y en el rango de enfriamiento. Además, señalan que el consumo de agua se vio reducido en un 10% y 19% para Nanotubos de carbono de pared múltiple y grafeno respectivamente.



CAPITULO III: MODELO MATEMÁTICO

Para la realización de esta simulación se consideraron diversos modelos matemáticos disponibles en la literatura. Los cuales se describen a continuación:

3.1. Sistema de refrigeración.

En esta simulación se utilizó un sistema de refrigeración por compresión de vapor, compuesto por 4 dispositivos: evaporador, condensador, válvula de expansión y compresor. Contó además con dos sistemas secundarios tanto en el condensador como en el evaporador. Ambos sistemas secundarios tienen una bomba para la recirculación de nanofluidos, tal como se observa en la figura 18.

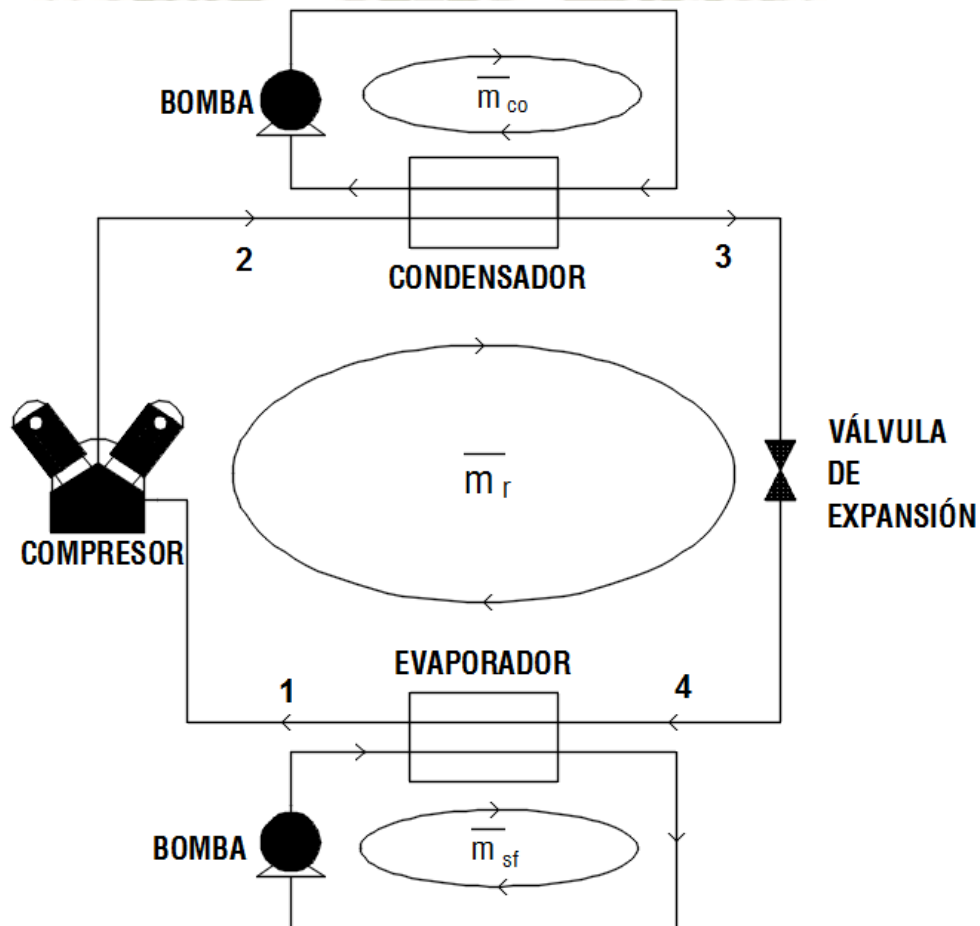


Figura 18: Layout de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: Propia.

3.2. Descripción de los procesos en un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Los ciclos ideales de refrigeración por compresión de vapor tienen varios procesos que pueden ser observados en la figura 19 y que se detallan a continuación (ARANER, 2018):

Compresión 1-2: En este proceso, el refrigerante ingresa al compresor a baja temperatura y baja presión. El refrigerante se encuentra en estado gaseoso. Aquí, la compresión tiene lugar para elevar la temperatura y la presión del refrigerante. Este proceso se realiza mediante un compresor que puede ser de desplazamiento, tornillo, centrífugo o alternativo.

Condensación 2-3: El condensador es básicamente un intercambiador de calor. El calor se transfiere del refrigerante a un flujo de agua. Esta agua debe enfriarse constantemente para poder desempeñar la condensación efectivamente, por lo que debe ir a una torre de enfriamiento o cualquier otro dispositivo de enfriamiento. A medida que el refrigerante fluye a través del condensador, se encuentra en una presión constante.

Expansión 3-4: Cuando el refrigerante ingresa a la válvula de estrangulamiento, se expande y libera presión. En consecuencia, la temperatura desciende en esta etapa. Debido a estos cambios, el refrigerante deja la válvula de estrangulamiento como una mezcla de vapor líquido.

Las válvulas de estrangulamiento juegan dos roles cruciales en el ciclo de compresión de vapor. En primer lugar, mantienen un diferencial de presión entre los lados de baja y alta presión. En segundo lugar, controlan la cantidad de refrigerante líquido que entra al evaporador.

Evaporación 4-1: En esta etapa del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante está a una temperatura más baja que su entorno. Por lo tanto, se evapora y absorbe el calor latente de vaporización.

La extracción de calor del refrigerante ocurre a baja presión y temperatura. El efecto de succión del compresor ayuda a mantener la baja presión.

Un ciclo real de refrigeración incluye caídas de presión del refrigerante, zonas de sub-enfriamiento y sobrecalentamiento.

El proceso de sub enfriamiento es un proceso común dentro de los sistemas de refrigeración reales debido a que aumenta el efecto de refrigeración, consiste en enfriar el refrigerante a una temperatura menor que la temperatura saturada a la presión de saturación. El sobrecalentamiento se realiza para prevenir el daño por succión de líquido y depende principalmente del tipo de refrigerante (Wang, 2000). Finalmente, el diagrama P-h en un sistema de refrigeración por compresión de vapor real se muestra en la figura 19.

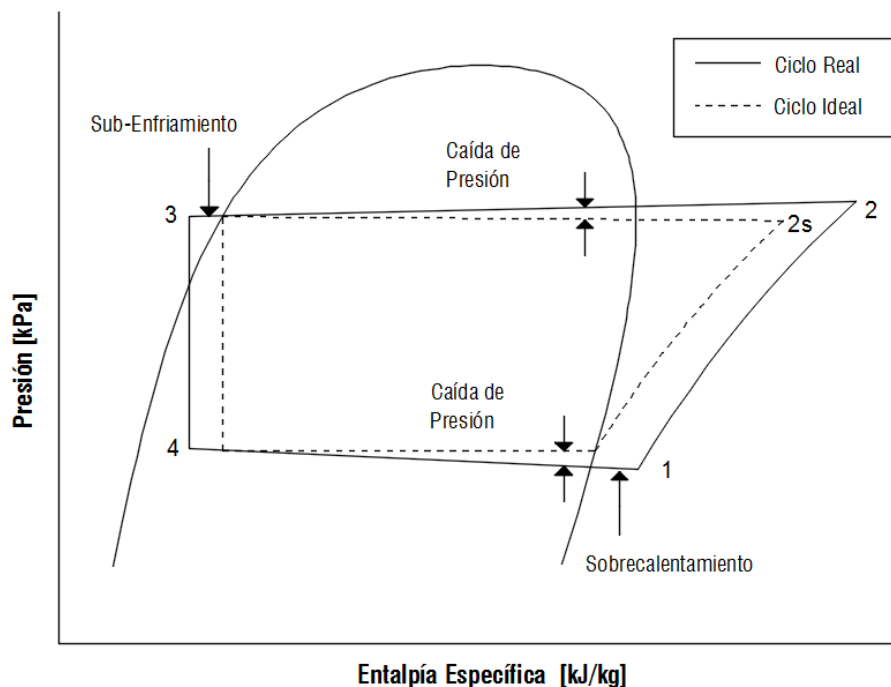


Figura 19: Diagrama Presión (P) - entalpía (h) para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor real. Fuente: Propia.

Esta simulación utilizó un ciclo de refrigeración real. Incluyendo caídas de presión y los procesos de sobrecalentamiento y subenfriamiento.

En intercambiadores de calor de doble tubo, un fluido circula dentro de la tubería interior y el otro fluye entre la tubería exterior y la tubería interior (sección anular). Los intercambiadores de calor de doble tubería se utilizan en muchas industrias debido a su fácil diseño y bajos costos de mantenimiento, flexibilidad y bajos costos de instalación (Omidi, Farhadi, & Jafari, 2017). Dependiendo de la configuración de la tubería, los intercambiadores de calor de doble tubo se clasifican en rectilíneos, tubos en espiral y tubos en espiral helicoidales (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

Para el sistema propuesto se considerará intercambiadores de calor de doble tubo recto para el evaporador y el condensador. Por estos dos dispositivos se simulará la circulación de nanofluidos tal como se muestran en las figuras 20 y 21 respectivamente.

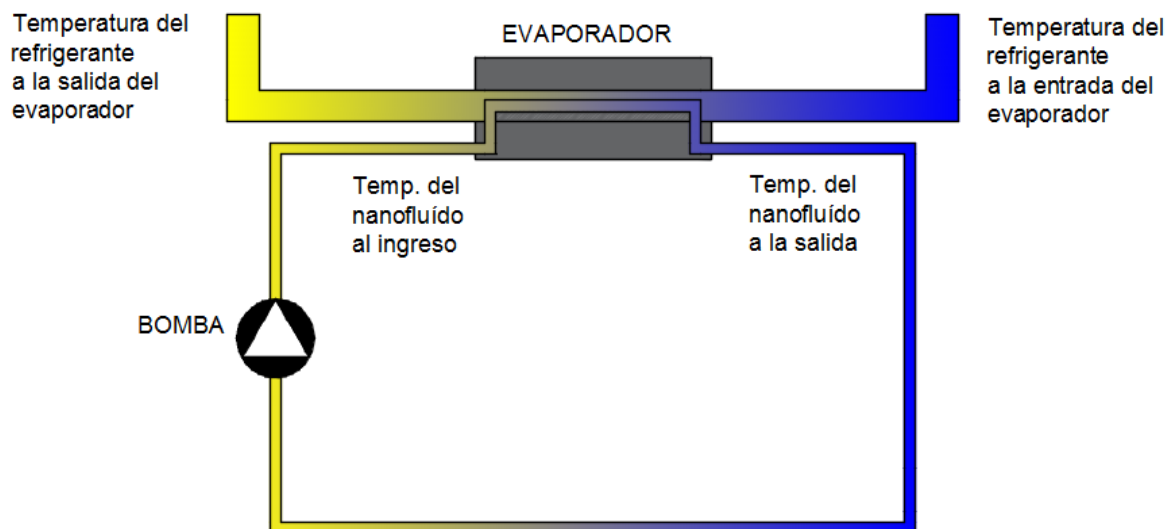


Figura 20: Intercambiador de calor de doble tubo recto en el evaporador. Fuente: Propia.

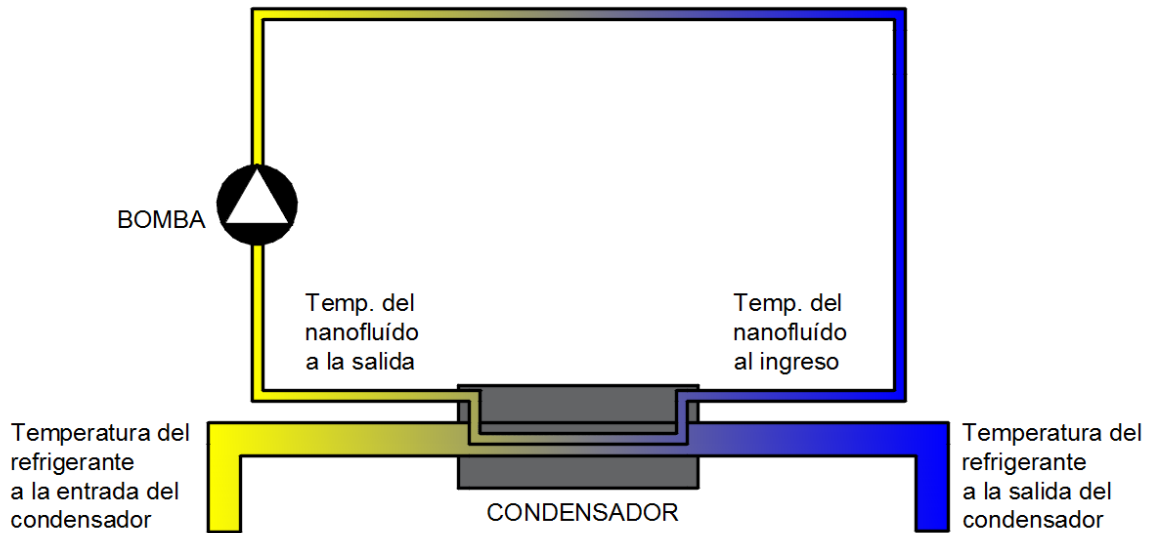


Figura 21: Intercambiador de calor de doble tubo recto en el condensador. Fuente: Propia.

El sistema completo presentado en este estudio estará conformado por evaporador, condensador, dispositivo de expansión, compresor y dos bombas, una para cada circuito secundario.

3.3. Ecuaciones de conservación de energía

Esta simulación utilizó ecuaciones de conservación de energía y masa que serán descritas en esta sección.

Como primera ecuación a analizar, tenemos la primera ley de la termodinámica, o la ley de la energía (ASHRAE, 2017).

$$\begin{bmatrix} \text{Cantidad neta} \\ \text{de Energía} \\ \text{agregada} \\ \text{al sistema} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Aumento neto de} \\ \text{almacenamiento} \\ \text{de energía en el} \\ \text{sistema} \end{bmatrix}$$

ó

$$[\text{Energía entrante}] - [\text{Energía de salida}] = [\text{Aumento de energía almacenada en el sistema}]$$

Para el caso de múltiples flujos dentro y fuera de un sistema, la ecuación puede ser escrita de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \sum m_{in} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{in} - \sum m_{out} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{out} + Q - W \\ = [m_f \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_f - m_i \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_i] \end{aligned}$$

Donde f e i son las condiciones finales e iniciales del sistema. Casi todos los procesos de ingeniería importantes son modelados como procesos de régimen permanente (ASHRAE, 2017).

El régimen permanente significa que todas las cantidades asociadas con el sistema no varían con el tiempo. Por consiguiente, la ecuación queda reducida a la siguiente expresión:

$$\sum m_{in} \left(h + \frac{u^2}{2} + gz \right)_{in} - \sum m_{out} \left(h + \frac{u^2}{2} + gz \right)_{out} + Q - W = 0 \quad (3.1)$$

En un sistema de régimen permanente, con una única entrada y salida se tiene:

$$Q - W = m_{out} \left(h + \frac{u^2}{2} + gz \right)_{out} - m_{in} \left(h + \frac{u^2}{2} + gz \right)_{in} \quad (3.2)$$

COMPRESOR

Para un compresor se puede considerar:

- Trabaja en un régimen permanente.
- Mismo flujo de entrada y salida.
- Energía potencial y cinética es despreciable.

Por tanto $m_{in} = m_{out}$, la ecuación reducida se muestra a continuación:

$$W_{cp} = m(h_2 - h_1) + Q_{cp} \quad (3.3)$$

Dispositivo de Expansión.

Para el proceso de estrangulamiento, suponiendo que:

- La pérdida de calor es insignificante.
- Energía Potencial y cinética despreciable.
- Régimen permanente.

Entonces:

$$0 = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.4)$$

Despejando:

$$h_4 = h_3 \quad (3.5)$$

Evaporador.

Para el evaporador, como intercambiador de calor se deben tener las siguientes consideraciones:

- Régimen Permanente.
- Energía Potencial y cinética despreciable.

Obteniendo la siguiente ecuación para el lado del refrigerante.

$$Q = m_r(h_4 - h_1) \quad (3.6)$$

El otro lado del intercambiador de calor, donde se encuentra el fluido secundario, se consideró a la diferencia de entalpías de la siguiente manera:

$$h_4 - h_1 = cp(T_4 - T_1) \quad (3.7)$$

Por tanto:

$$Q = m \cdot cp \cdot (T_4 - T_1) \quad (3.8)$$

CONDENSADOR.

De la misma forma que el análisis realizado en el evaporador, se obtiene la siguiente ecuación para el refrigerante:

$$Q = m_r(h_3 - h_2) \quad (3.9)$$

Entonces, para el fluido secundario se utilizó la siguiente ecuación:

$$Q = m \cdot cp \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.10)$$

3.4. Transferencia de calor en intercambiadores de calor

Es común hablar de intercambiadores de calor, cuando existen dos fluidos separados por una pared sólida. Donde se transfiere calor desde un fluido caliente hacia una pared por convección, desde la pared solida por conducción y desde la pared hacia un fluido frio de nuevo por convección. (Çengel & Ghajar, 2011).

Para este estudio, considerando un intercambiador de calor de doble tubo recto en contraflujo, se utilizó la siguiente ecuación para poder encontrar la razón de transferencia de calor:

$$Q = U \cdot A \cdot DTML \quad (3. 11)$$

Dónde:

U=Coeficiente total de transferencia de calor [$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$]

Para intercambiadores de calor de flujo cruzado como el mostrado en la figura 22, la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) será:

$$DTML = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)} \quad (3. 12)$$

Donde

- $T_{h,in}$ y $T_{h,out}$ son las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.
- $T_{c,in}$ y $T_{c,out}$ son las temperaturas de entrada y salida del fluido frio.

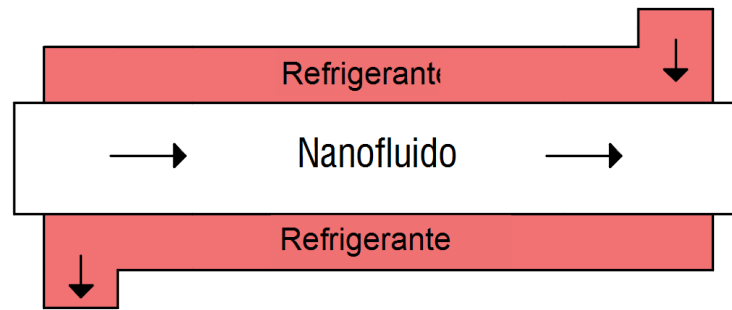


Figura 22: Intercambiador de calor de flujo cruzado. Fuente: Propia.

3.5. Compresor

Para el modelo del compresor se utilizaron las correlaciones planteadas por Risto Ciconkov & Ciconkov. (2007). Las cuales fueron desarrolladas para compresores alternativos o de pistón, utilizados en sistemas de refrigeración.

Estas correlaciones describen las características del trabajo de los compresores alternativos y los factores que tienen efecto en el rendimiento del compresor, tales como: re-expansión del gas del volumen muerto, caídas de presión, transferencia de calor entre el cilindro y refrigerante, fugas del gas refrigerante y eficiencia de compresión isoentrópica. Este modelo está desarrollado en función de las temperaturas de evaporación y condensación.

Para poder calcular potencia eléctrica consumida por un compresor alternativo, esta simulación utiliza la correlación descrita por Klein & Reindl. (1999). El cual plantea el uso de una eficiencia combinada.

3.5.1. Eficiencia Volumétrica.

La eficiencia volumétrica puede definirse como la relación entre el flujo másico real y el flujo másico teórico (Abderrezak & Sid Ali, 2013).

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teorico}} \quad (3.13)$$

Dónde:

$$\dot{m}_{teorico} = v_1 \dot{V}_{comp} \quad (3.14)$$

Una eficiencia volumétrica igual a 1, indicaría que el espacio muerto es cero, que resulta imposible en un ciclo de compresión real.

El flujo de Desplazamiento Volumétrico del Compresor, es el volumen barrido por los pistones durante su carrera de succión (Abderrezak & Sid Ali, 2013). Este valor se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_{comp} = n_{cyl} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot s \right) \cdot \frac{N}{60} \quad (3.15)$$

El cálculo de la eficiencia volumétrica dependerá del producto de cuatro eficiencias. La cual se muestra a continuación.

$$\eta_{vcp} = \eta_p \cdot \eta_q \cdot \eta_c \cdot \eta_l \quad (3.16)$$

La eficiencia volumétrica debido a la caída de presión en la succión se define como:

$$\eta_p = \left(1 - \left(\frac{1 + C_r}{\eta_c} \right) \cdot \delta P_{ev} \right) \quad (3.17)$$

El valor de “ δP_{ev} ” corresponde a la relación entre la caída de presión en el evaporador y la presión real del evaporador:

$$\delta P_{ev} = \frac{\Delta P_{ev}}{P_{ev}} \quad (3.18)$$

Donde se recomienda asumir un valor para $\frac{\Delta P_{ev}}{P_{ev}} = 0.03$ a 0.05

La eficiencia volumétrica debido a la transferencia de calor que ocurre entre el refrigerante y el cilindro se expresa como:

$$\eta_q = 1 - 0.025 \cdot \left(\left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right) - 1 \right) \quad (3.19)$$

La eficiencia volumétrica debido a la reexpansión del volumen muerto ocurre cuando el volumen de gas que, permanece en la cámara de compresión después de la descarga,

vuelve a expandirse en la cámara de compresión durante el ciclo de succión y limita la masa de gas fresco que se puede suministrar a la cámara de compresión. Este efecto se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\eta_c = (1 - C_r \cdot \left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}}\right)^{\frac{1}{n}} - 1) \quad (3.20)$$

Donde "n" corresponde al valor del coeficiente de expansión politrópico. El cual puede ser calculado según la presión de succión del compresor, tal como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3: Correlaciones para encontrar el coeficiente de expansión politrópico. Fuente: (R. Ciconkov & Hilligweg, 2003)

Presión de Succión [bar]	n
<1.5	$n = 1 + 0.50 \cdot (\gamma - 1)$
1.5 - 4.0	$n = 1 + 0.62 \cdot (\gamma - 1)$
4.0 - 10.0	$n = 1 + 0.75 \cdot (\gamma - 1)$
10.0 - 30.0	$n = 1 + 0.88 \cdot (\gamma - 1)$

El valor "γ" corresponde a la relación entre el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante.

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.21)$$

La eficiencia volumétrica debido a las fugas de refrigerante a través del cilindro y holguras de pistón, así como las fugas a través de las válvulas de succión y descarga, puede asumirse en un rango de:

$$\eta_l = 1 \text{ a } 0.95 \quad (3.22)$$

Para esta simulación se utilizó con un valor promedio de $\eta_l = 0.975$

3.5.2. Eficiencia isoentrópica.

Se define a la eficiencia isoentrópica como la relación entre el trabajo requerido para comprimir el gas en un proceso isoentrópico dividido y el trabajo real utilizado para comprimir el gas.

$$\eta_{iso} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.23)$$

Risto Ciconkov & Ciconkov. (2007) desarrollaron una ecuación que permite encontrar la eficiencia isoentrópica a partir de la relación de presiones " $\Pi = \frac{P_{cond}}{P_{evap}}$ ".

Si $\Pi \geq 4$ bar

$$\eta_{iso} = -0.0025153 \cdot \Pi^4 + 0.0387299 \cdot \Pi^3 - 0.2279675 \cdot \Pi^2 + 0.5772372 \cdot \Pi + 0.2758929 \quad (3.24)$$

Si $\Pi < 4$ bar

$$\eta_{iso} = -0.03 \cdot \Pi + 0.892 \quad (3.25)$$

La potencia Teórica que se obtiene mediante el producto del flujo másico con la diferencia de entalpías, tal como se muestra en la ecuación 3.26.

$$\dot{W}_{teorica} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.26)$$

Klein & Reindl. (1999), concluyeron que el consumo de la potencia eléctrica real de un compresor, depende de una eficiencia efectiva. En esta simulación se consideró un valor de eficiencia efectiva del 60%. De esta forma, el valor de la potencia eléctrica real quedaría de la siguiente forma:

$$\dot{W}_{efect} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{efect}} \quad (3.27)$$

Donde $\eta_{efect} = 0.6$

3.6. Condensador

Como se mencionó en la sección 3.1. Para el modelo del condensador se consideró un intercambiador de doble tubo recto. El cual trabajará con el nanofluido por la tubería interna y refrigerante circulando por la sección anular de la tubería. Tal como se muestra en la figura 23.

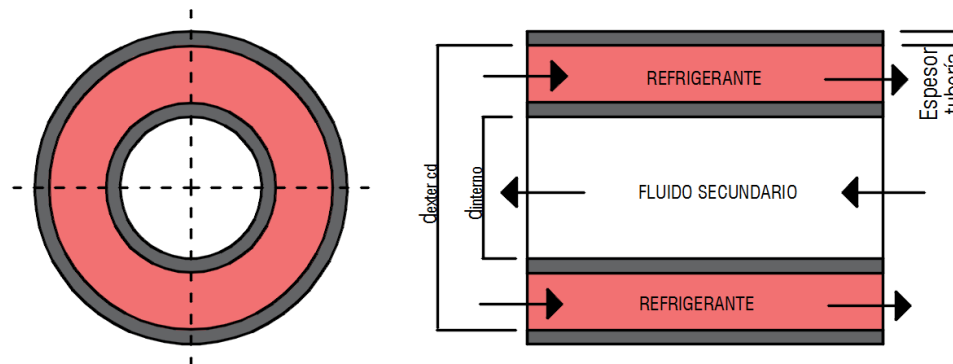


Figura 23: Intercambiador de calor de doble tubo recto en el condensador. Fuente: Propia.

Para encontrar el coeficiente de transferencia de calor total, es posible evaluar este modelo mediante el método de resistencias mostrado en la figura 24. En el caso de un intercambiador de calor de tubos concéntricos o de doble tubo, se realiza el siguiente análisis.

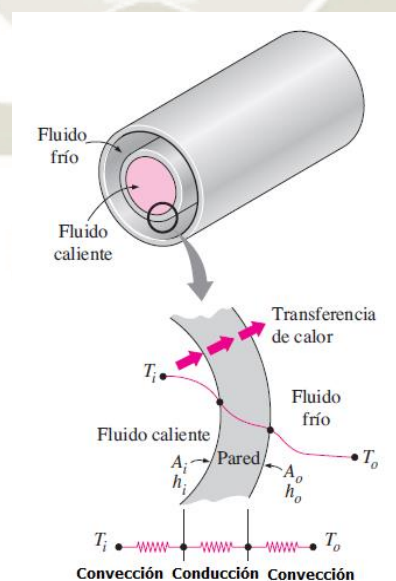


Figura 24: Método de resistencias aplicado a un intercambiador de doble tubo recto. Fuente: (Çengel & Ghajar, 2011).

$$A_{ext} = 2\pi \cdot r_e \cdot L \quad (3.28)$$

$$A_{int} = 2\pi \cdot r_i \cdot L \quad (3.29)$$

Donde el coeficiente de transferencia de calor total referente a la superficie exterior se expresa como:

$$U = \frac{1}{\frac{A_{ext}}{A_{int} \cdot \alpha_{nf}} + \frac{A_{ext} \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{\alpha_{ref}}} \quad (3.30)$$

Despejando:

$$U = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \cdot \alpha_{nf}} + \frac{r_e \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{\alpha_{ref}}} \quad (3.31)$$

3.6.1. Método multizonas.

Este método desarrollado por Martins Costa & Parise. (1993), nos permite distinguir las zonas en las cuales trabajará el condensador, como: zona de subenfriamiento, zona bifásica o zona mixta y la zona de reducción de sobrecalentamiento.

Este modelo matemático fue desarrollado para predecir el desempeño de condensadores enfriados por aire en ciclos de refrigeración por compresión de vapor, donde los condensadores tienen que lidiar con el sobrecalentamiento y eventual subenfriamiento del refrigerante (Costa & Parise, 1993).

Valdez, Pruzaesky, & Alberto Reis Parise. (2010) utilizaron este método aplicado a la simulación de nanofluidos de Cu, Al₂O₃, CuO, TiO₂ en un sistema de refrigeración. Usando un condensador enfriado por agua en un intercambiador de tubos concéntricos, donde el fluido de enfriamiento circulaba por la sección anular, mientras que el refrigerante circulaba por la tubería interna.

La figura 25 nos muestra en detalle las temperaturas en las distintas zonas del condensador

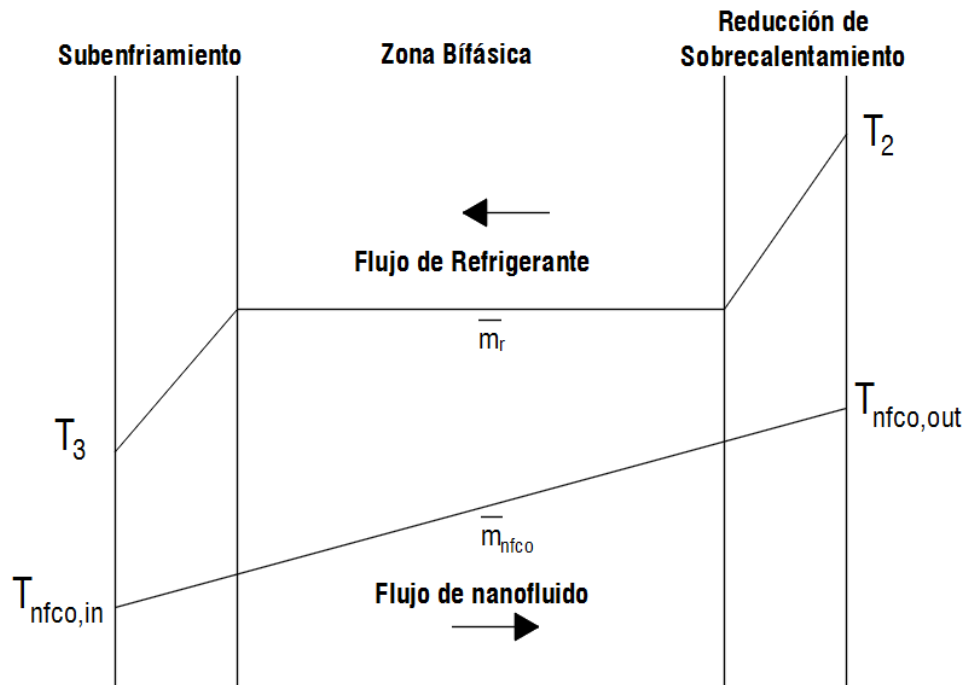


Figura 25: Zonas del condensador Fuente: Martins Costa & Parise. (1993).

Para la aplicación de este método, será necesario aplicar balances de energía y ecuaciones de transferencia de calor sobre las zonas que se muestran en la figura 24, y que se detallan a continuación:

- Balance de energía en el lado del refrigerante.
- Balance de energía en el lado del fluido de enfriamiento (Nanofluido).
- Transferencia de calor que comprende dos resistencias por convección y una por conducción entre dos fluidos.

Estas ecuaciones aplicadas a las tres zonas del condensador se expresan como:

Zona Bifásica.

$$\dot{Q}_{tp,cd} = \dot{m}_r \cdot (h_{v,cd} - h_{l,cd}) \quad (3.32)$$

$$\dot{Q}_{tp,cd} = m_{nfco} \cdot c_{p,nfco} \cdot (T_{nfco,2} - T_{nfco,1}) \quad (3.33)$$

$$\dot{Q}_{tp,cd} = U_{tp,cd} \cdot A_{tp,cd} \cdot DTML_{tp,cd} \quad (3.34)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica, para un intercambiador de calor a contraflujo queda definida como:

$$DTML_{cd} = \frac{(T_{cd} - T_{nfco,1}) - (T_{cd} - T_{nfco,2})}{\ln\left(\frac{T_{cd} - T_{nfco,1}}{T_{cd} - T_{nfco,2}}\right)} \quad (3.35)$$

El coeficiente de transferencia de calor total se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$U_{cd} = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \cdot \alpha_{nfco}} + \frac{r_e \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{\alpha_{tp,cd}}} \quad (3.36)$$

Dónde:

k =Conductividad Térmica del material de la tubería (Cobre).

$\alpha_{tp,cd}$ = Coeficiente convectivo de transferencia de calor en zona bifásica.

α_{nfco} =Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el nanofluido de enfriamiento.

Zona de Reducción de Sobrecaentamiento

$$\dot{Q}_{ds,cd} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_{v,cd}) \quad (3.37)$$

$$\dot{Q}_{ds,cd} = \dot{m}_{nfco} \cdot c_{p,nfco} \cdot (T_{nfco,out} - T_{nfco,2}) \quad (3.38)$$

$$\dot{Q}_{ds,cd} = U_{ds,cd} \cdot A_{ds,cd} \cdot DTML_{ds,cd} \quad (3.39)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica en esta zona para un intercambiador de calor a contraflujo se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$DTML_{ds,cd} = \frac{(T_{cd} - T_{nfco,2}) - (T_2 - T_{nfco,out})}{\ln\left(\frac{T_{cd} - T_{nfco,2}}{T_2 - T_{nfco,out}}\right)} \quad (3.40)$$

El coeficiente de transferencia de calor total quedara definido en esta zona como:

$$U_{ds,cd} = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \cdot \alpha_{nfco}} + \frac{r_e \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{\alpha_{ds,cd}}} \quad (3.41)$$

Dónde:

k =Conductividad Térmica del material de la tubería (Cobre).

$\alpha_{ds,cd}$ = Coeficiente convectivo de transferencia de calor en zona de reducción de sobrecalentamiento.

α_{nfco} =Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el nanofluido de enfriamiento.

Zona de Subenfriamiento

$$\dot{Q}_{sc,cd} = \dot{m}_r \cdot (h_{l,cd} - h_3) \quad (3.42)$$

$$\dot{Q}_{sc,cd} = \dot{m}_{nfco} \cdot c_{p,nfco} \cdot (T_{nfco,1} - T_{nfco,in}) \quad (3.43)$$

$$\dot{Q}_{sc,cd} = U_{sc,cd} \cdot A_{sc,cd} \cdot DTML_{sc,cd} \quad (3.44)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica en la zona de subenfriamiento, para un intercambiador de calor a contraflujo, se calcula mediante la ecuación 3.45:

$$DTML_{sc,cd} = \frac{(T_3 - T_{nfco,in}) - (T_{cd} - T_{nfco,1})}{\ln\left(\frac{T_3 - T_{nfco,in}}{T_{cd} - T_{nfco,1}}\right)} \quad (3.45)$$

El coeficiente de transferencia de calor total en esta zona, se obtiene a partir de:

$$U_{sc,cd} = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \cdot \alpha_{nfco}} + \frac{r_e \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{\alpha_{sc,cd}}} \quad (3.46)$$

Dónde:

k =Conductividad Térmica del material de la tubería (Cobre).

$\alpha_{sc,cd}$ = Coeficiente convectivo de transferencia de calor en zona de subenfriamiento.

α_{nfco} =Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el nanofluido de enfriamiento.

3.6.2. Mapa de patrones de flujo en condensación.

Thome, El Hajal, & Cavallini. (2003), desarrollaron un modelo que permite encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor en zona bifásica a través del mapa de patrones de flujo, similar al mostrado en la figura 26.

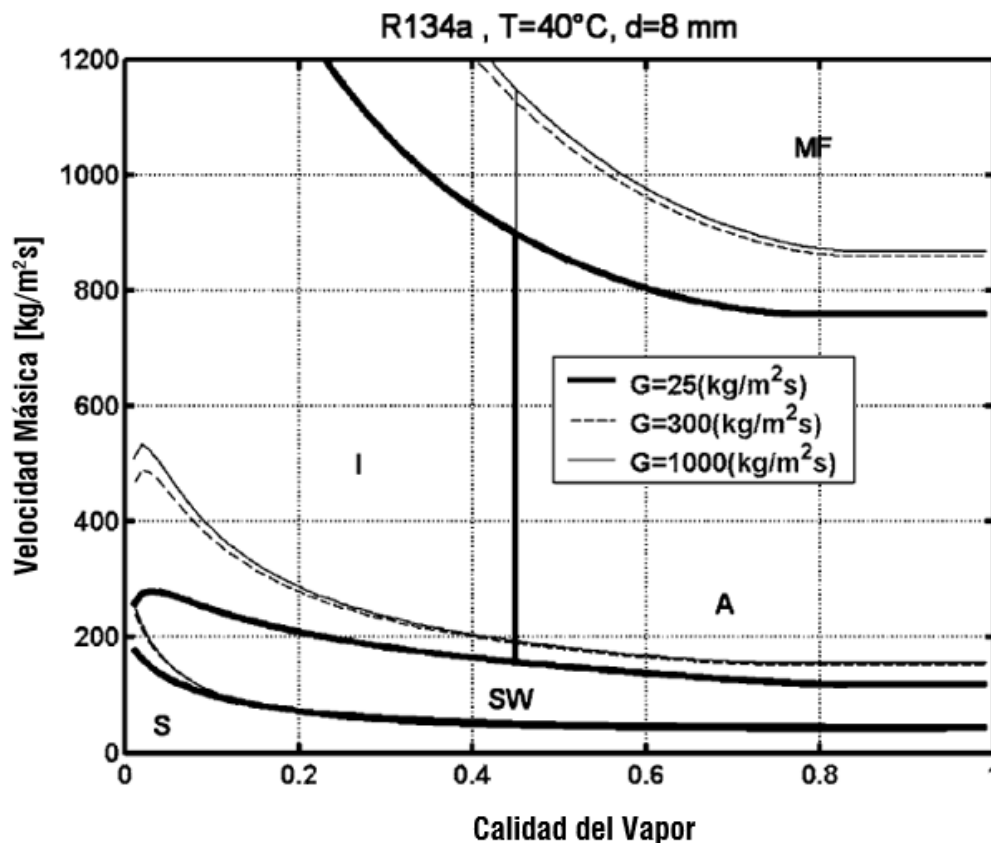


Figura 26: Mapa de patrones de flujo. Fuente: (El Hajal, Thome, & Cavallini, 2003).

Estos mapas de patrones de flujo, muestran las diversas zonas que se encuentran a lo largo de un condensador y que dependen del tipo de flujo dentro de la tubería tal como se muestra en la figura 27. Donde los parámetros más importantes son la calidad del vapor de refrigerante “ x ” y la velocidad másica a través de una tubería horizontal “ G ”.

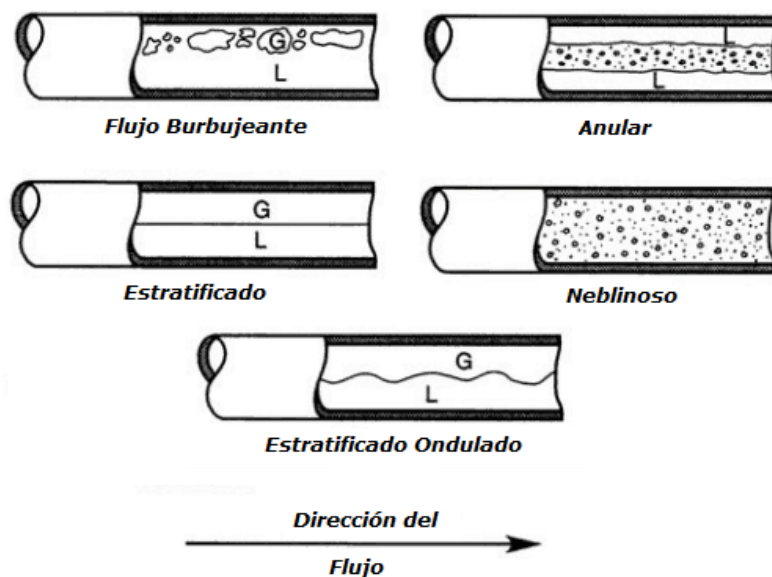


Figura 27: Tipos de flujo bifásicos dentro de una tubería horizontal. Fuente: (Brennen, 2005).

Con este modelo se busca encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor, con un mínimo de variables para distintos regímenes de flujo usando refrigerantes. Este modelo sigue la investigación realizada por Kattan, Thome, & Favrat. (1998), para predecir el coeficiente de transferencia de calor durante la condensación en el interior de tubos horizontales.

En este estudio se adaptó el modelo de Thome et al. (2003), aplicado a un intercambiador de calor de doble tubo concéntrico. Sin embargo, el flujo de refrigerante no circulara por el tubo interior, sino por la sección anular del condensador.

Como primer dato importante para la obtención del coeficiente convectivo, se encuentra, la fracción de vacío media logarítmica. Para la cual El Hajal, Thome, & Cavallini. (2003), desarrollaron la correlación mostrada a continuación:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_h - \varepsilon_{ra}}{\ln\left(\frac{\varepsilon_h}{\varepsilon_{ra}}\right)} \quad (3.47)$$

Donde “ ε_h ” es la fracción de vapor homogénea de la cual se asume que se tiene la misma velocidad en las fases de vapor y líquido. Esta correlación puede expresarse de la siguiente manera:

$$\varepsilon_h = \left(1 + \left(\frac{1 - x_{cd}}{x_{cd}} \right) \left(\frac{\rho_{v,cd}}{\rho_{l,cd}} \right) \right)^{-1} \quad (3.48)$$

Mientras que “ ε_{ra} ” representa la fracción de vapor no homogénea. Para encontrar este valor, Kattan et al. (1998) eligieron el modelo de Rouhani & Axelsson. (1970), por ser el más completo al describir el flujo e incluir los efectos de la velocidad de la masa y la tensión superficial en la fracción de vacío. Dicho modelo hace uso de la siguiente correlación:

$$\varepsilon_{ra} = \left(\frac{x_{cd}}{\rho_{v,cd}} \right) \cdot \left((1 + 0.12 \cdot (1 - x_{cd})) \cdot \left(\left(\frac{x_{cd}}{\rho_{v,cd}} \right) + \frac{1 - x_{cd}}{\rho_{l,cd}} \right) + \frac{1.18 \cdot (1 - x_{cd}) \cdot (g \cdot \sigma_{cd} \cdot (\rho_{l,cd} - \rho_{v,cd}))^{0.25}}{G_{r,cd} \cdot \rho_{l,cd}^{0.5}} \right)^{-1} \quad (3.49)$$

Para encontrar los datos geométricos que se utilizarán en las tuberías de condensación bifásicas. Se utilizarán las ecuaciones que se describen a continuación:

$$A_{ld} = \frac{A_L}{d_{e,cd}^2} \quad (3.50)$$

$$A_{vd} = \frac{A_V}{d_{e,cd}^2} \quad (3.51)$$

El valor de “ $d_{e,cd}$ ” corresponde al diámetro equivalente, esto debido a que el refrigerante circulará por la sección anular del intercambiador de calor de doble tubo recto.

Para calcular los valores A_L y A_V se utiliza las ecuaciones propuestas por (El Hajal et al., 2003), las cuales se muestran a continuación:

$$A_L = A(1 - \varepsilon) \quad (3.52)$$

$$A_V = A \cdot \varepsilon \quad (3.53)$$

Donde el valor de "A" corresponde el área transversal de la tubería, la cual se puede obtener mediante la ecuación:

$$A = \frac{\pi \cdot d_{e,cd}^2}{4} \quad (3.54)$$

Para encontrar el valor de " h_{ld} " que corresponde a la altura del líquido adimensional se utilizó la ecuación 3.55:

$$h_{ld} = 0.5 \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{2 \cdot \pi - \theta_{strat,local}}{2} \right) \right) \quad (3.55)$$

El valor correspondiente al perímetro de la interfaz se encuentra a través de la siguiente expresión:

$$P_{id} = \sin \left(\frac{2 \cdot \pi - \theta_{strat,local}}{2} \right) \quad (3.56)$$

Donde " $\theta_{strat,local}$ " corresponde al ángulo estratificado. El cual obedece a la siguiente ecuación:

$$\theta_{strat,local} = 2\pi - 2 \cdot \left(\pi \cdot (1 - \varepsilon) + \left(3 \cdot \frac{\pi}{2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(1 - 2(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{3}} - \varepsilon^{\frac{1}{3}} \right) - \left(\left(\frac{1}{200} \right) \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \varepsilon \cdot (1 - 2(1 - \varepsilon)(1 + 4 \cdot (1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2)) \right) \right) \quad (3.57)$$

A continuación, se muestran las ecuaciones para determinar las líneas de transición que se observan en el mapa de patrones de flujo. Muchas de estas ecuaciones, dependerán de la calidad del vapor, velocidad másica del refrigerante, diámetro hidráulico de la tubería, densidades, viscosidades y tensión superficial.

La curva de transición del **flujo estratificado ondulado a intermitente-anular** se obtiene por la correlación de Zurcher, Thome, & Favrat. (1999), que se muestra a continuación:

$$G_{wavy} = \left(\left(\frac{16 \cdot A_{vd}^3 \cdot g \cdot d_{e,cd} \cdot \rho_{l,cd} \cdot \rho_{v,cd}}{x_{cd}^2 \cdot \pi^2 \cdot ((1 - (2 \cdot h_{ld} - 1))^2)^{0.5}} \right) \cdot \left(\left(\frac{\pi^2}{25 \cdot h_{ld}^2} \right) \cdot (WeFr_L)^{-1.023} \right) + 1 \right)^{0.5} + 50 - 75 \cdot \text{EXP} \left(\frac{-(x_{cd}^2 - 0.97)^2}{x_{cd} \cdot (1 - x_{cd})} \right) \quad (3.58)$$

Donde:

G_{wavy} = Velocidad másica de flujo ondulado en transición [$\text{kg/m}^2\text{-s}$].

A_{vd} = Área de sección transversal de vapor [-].

$\rho_{l,cd}$ = Densidad en la zona líquida del condensador [kg/m^3].

$\rho_{v,cd}$ = Densidad en la zona de vapor del condensador [kg/m^3].

h_{ld} = Altura del líquido adimensional [-].

x_{cd} = Calidad del Vapor en el condensador [-].

El valor " $WeFr_L$ " corresponde a la relación del número de Weber y el número de Froude para líquidos:

$$WeFr_L = \left(\frac{g \cdot d_{e,cd}^2 \cdot \rho_{l,cd}}{\sigma_{cd}} \right) \quad (3.59)$$

Del mismo modo, La curva de transición del **flujo estratificado ondulado a flujo completamente estratificado** se determina usando la correlación actualizada por Zurcher et al. (1999):

$$G_{strat} = \left(\frac{226.3^2 \cdot A_{ld} \cdot A_{vd}^2 \cdot \rho_{v,cd} \cdot (\rho_{l,cd} - \rho_{v,cd}) \cdot \mu_{l,cd} \cdot g}{x_{cd}^2 \cdot (1 - x_{cd}) \cdot \pi^3} \right)^{\frac{1}{3}} + 20 \cdot x_{cd} \quad (3.60)$$

Donde:

G_{strat} = Velocidad másica de flujo estratificado en transición [$\text{kg/m}^2\text{-s}$].

A_{ld} = Área de sección transversal del líquido [-].

A_{vd} = Área de sección transversal de vapor [-].

$\rho_{l,cd}$ = Densidad en la zona líquida del condensador [kg/m^3].

$\rho_{v,cd}$ = Densidad en la zona de vapor del condensador [kg/m^3].

x_{cd} = Calidad del Vapor [-].

$\mu_{l,cd}$ = Viscosidad dinámica en la zona líquida del condensador [N-s/m^2].

La transición entre flujo intermitente y flujo anular es una línea vertical dada por " x_{ia} ", que se determina estableciendo el parámetro de Martinelli, como:

$$x_{ia} = \left(\left(0.2914 \cdot \left(\frac{\rho_{v,cd}}{\rho_{l,cd}} \right)^{-\frac{1}{1.75}} \cdot \left(\frac{\mu_{l,cd}}{\mu_{v,cd}} \right)^{-\frac{1}{7}} \right) + 1 \right)^{-1} \quad (3.61)$$

Esta transición tiene un límite inferior donde se cruza con la curva de transición de " G_{wavy} " y tiene un límite superior donde se cruza con la curva de transición de " G_{mist} ".

La curva de transición de **flujo anular - intermitente a flujo de neblinoso** se da por la expresión:

$$G_{mist} = \left(\left(\frac{7680 \cdot A_{vd}^2 \cdot g \cdot d_{e,cd} \cdot \rho_{l,cd} \cdot \rho_{v,cd}}{x_{cd}^2 \cdot \pi^2 \cdot \xi} \right) \cdot ((WeFr_L)^{-1}) \right)^{0.5} \quad (3.62)$$

Donde:

G_{mist} = Velocidad másica de flujo neblinoso en transición [kg/m²-s].

A_{vd} = Área de sección transversal de vapor [-].

$\rho_{l,cd}$ = Densidad en la zona líquida del condensador [kg/m³].

$\rho_{v,cd}$ = Densidad en la zona de vapor del condensador [kg/m³].

x_{cd} = Calidad del Vapor [-].

El factor " ξ " se calcula mediante la ecuación 3.63:

$$\xi = \left(1.138 + 2 \cdot \text{LOG}_{10} \left(\frac{\pi}{1.5 \cdot A_{ld}} \right) \right)^{-2} \quad (3.63)$$

Finalmente, la última transición corresponde a la de **flujo burbujeante**. El cual ocurre a velocidades másicas muy altas, la correlación para este caso se muestra a continuación:

$$G_{bubbly} = \left(\frac{256 \cdot A_{vd} \cdot A_{ld}^2 \cdot d_{e,cd}^{1.25} \cdot \rho_{l,cd} \cdot (\rho_{l,cd} - \rho_{v,cd}) \cdot g}{0.3164 \cdot (1 - x_{cd})^{1.75} \cdot \pi^2 \cdot P_{id} \cdot \mu_{l,cd}^{0.25}} \right)^{\frac{1}{1.75}} \quad (3.64)$$

Donde:

G_{mist} = Velocidad másica de flujo burbujeante en transición [kg/m²-s].

A_{ld} = Área de sección transversal del líquido [-].

A_{vd} = Área de sección transversal de vapor [-].

$\rho_{l,cd}$ = Densidad en la zona líquida del condensador [kg/m^3].

$\rho_{v,cd}$ = Densidad en la zona de vapor del condensador [kg/m^3].

P_{id} = Perímetro de la interfaz [m].

$\mu_{l,cd}$ = Viscosidad dinámica en la zona líquida del condensador [N-s/m^2].

Para identificar el patrón de flujo a un valor particular de calidad de vapor x , se aplica la siguiente lógica:

- El flujo anular existe si $G > G_{wavy}$, $G < G_{mist}$ y $x > x_{ia}$.
- El flujo intermitente existe si $G > G_{wavy}$, $G < G_{mist}$ o $G < G_{bubbly}$ y $x < x_{ia}$.
- El flujo ondulado estratificado existe si $G_{strat} < G < G_{wavy}$.
- Los flujos completamente estratificados existen si $G < G_{strat}$.
- El flujo de neblinoso existe si $G > G_{mist}$.

3.6.3. Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona bifásica del condensador.

Numerosos modelos han sido propuestos en la literatura para predecir coeficientes locales de transferencia de calor para la condensación de vapores saturados bajo condiciones de convección forzada dentro de tubos horizontales lisos. Estos métodos solo han sido parcialmente exitosos debido a las bases de datos limitadas, uso de criterios de transición pobres o excesivamente simplistas (Thome et al., 2003).

La correlación propuesta por Thome et al. (2003), permite obtener el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el condensador para flujos en regímenes anular, intermitente, estratificado liso, estratificado ondulado y flujo neblinoso. Dicha correlación se muestra a continuación:

$$\alpha_{r,tp,cd} = \left(\frac{\alpha_{r,filn} \cdot \left(\frac{d_{e,cd}}{2}\right) \cdot \theta + (2 \cdot \pi - \theta) \cdot \left(\frac{d_{e,cd}}{2}\right) \cdot \alpha_{r,conv}}{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{e,cd}}{2}\right)} \right) \quad (3.65)$$

Los valores de “ $\alpha_{r, film}$ ”, “ $\alpha_{r, conv}$ ” y “ θ ” corresponden al coeficiente de transferencia de calor por la película, coeficiente de transferencia de calor convectivo y al ángulo estratificado superior del perímetro no mojado por el líquido.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor de la película se obtiene mediante una modificación del número de Nusselt para flujo laminar de una película que se encuentra en el perímetro interno del tubo. En este caso es conveniente modificar esta expresión mediante la ley de enfriamiento de Newton (Thome et al., 2003). Dando como resultado la siguiente ecuación:

$$\alpha_{r, film} = 0.655 \cdot \left(\frac{(\rho_{l, cd} \cdot (\rho_{l, cd} - \rho_{v, cd}) \cdot g \cdot h_{lv, cd} \cdot kr_{l, cd}^3)}{\mu_{l, cd} \cdot d_{e, cd} \cdot q_{x, cd}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3. 66)$$

El coeficiente de transferencia de calor por condensación convectiva para una película turbulenta “ $\alpha_{r, conv}$ ” se obtiene de la siguiente correlación:

$$\alpha_{r, conv} = 0.003 \cdot Re_{l, cd}^{0.74} \cdot (Pr_{l, cd})^{0.5} \cdot \left(\frac{kr_{l, cd}}{\delta} \right) \cdot f_{i, cd} \quad (3. 67)$$

Donde el número de Reynolds para una película líquida “ $Re_{l, cd}$ ”, que se basa en la velocidad media del líquido, se obtiene mediante la ecuación 3.68.

$$Re_{l, cd} = \frac{4 \cdot G_{r, cd} \cdot (1 - x_{cd}) \cdot (\delta)}{(1 - \varepsilon) \cdot \mu_{l, cd}} \quad (3. 68)$$

“ $Pr_{l, cd}$ ” Es el número de Prandtl para líquido, el cual se define como:

$$Pr_{l, cd} = \frac{cp_{l, cd} \cdot \mu_{l, cd}}{kr_{l, cd}} \quad (3. 69)$$

El valor de “ δ ” corresponde al espesor de la película líquida. La cual se expresa como:

$$\delta = \left(d_{e, cd} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{4} \right) \quad (3. 70)$$

“ $f_{i, cd}$ ” representa el valor del factor de rugosidad interfacial, este valor se obtiene mediante la ecuación 3.71:

$$f_{i,cd} = 1 + \left(\frac{u_{v,cd,i}}{u_{l,cd,i}} \right)^{0.5} \cdot \left(\left((\rho_{l,cd} - \rho_{v,cd}) \cdot g \cdot \frac{(\delta_i)^2}{\sigma_{cd}} \right)^{0.25} \right) \quad (3.71)$$

Para flujo completamente estratificado, las ondas interfaciales se amortiguan y por lo tanto la expresión anterior se convierte en:

$$f_{i,cd} = 1 + \left(\frac{u_{v,cd,i}}{u_{l,cd,i}} \right)^{0.5} \cdot \left(\left((\rho_{l,cd} - \rho_{v,cd}) \cdot g \cdot \frac{(\delta)^2}{\sigma_{cd}} \right)^{0.25} \cdot \frac{G_{r,cd}}{G_{strat}} \right) \quad (3.72)$$

Para encontrar el valor de la velocidad del líquido dentro del condensador “ $u_{l,cd,i}$ ”, se utilizó la siguiente ecuación:

$$u_{l,cd,i} = \frac{G_{r,cd} \cdot (1 - x_{cd})}{\rho_{l,cd} \cdot (1 - \varepsilon)} \quad (3.73)$$

En cambio, el valor de la velocidad del vapor dentro del condensador “ $u_{v,cd,i}$ ” se calcula mediante la siguiente expresión:

$$u_{v,cd,i} = \frac{G_{r,cd} \cdot x_{cd}}{\rho_{v,cd} \cdot \varepsilon} \quad (3.74)$$

El valor del ángulo estratificado superior del perímetro no mojado por el líquido “ θ ” se puede calcular a partir de la ecuación 3.75.

$$\theta = \theta_{strat,local} \cdot \left(\frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right)^{0.5} \quad (3.75)$$

Thome et al. (2003), implementaron el modelo de transferencia de calor por condensación con el siguiente procedimiento:

1. Determinar la fracción de vacío de vapor local usando el método de la fracción de vacío media logarítmica.
2. Determinar el patrón de flujo local utilizando el mapa de patrón de flujo.
3. Identificar el tipo de patrón de flujo (anular, intermitente, neblinoso, estratificada-ondulada o estratificada).
4. Si el flujo es anular o intermitente o neblinoso, entonces $\theta = 0$ y $\alpha_{r,conv}$ se determina con la ecuación. (3.67) y por lo tanto $\alpha_{r,tp} = \alpha_{r,conv}$ en la ecuación. (3.65) y f_i se determina con la ecuación. (3.71).

5. Si el flujo es estratificado-ondulado, entonces se calculan θ_{strat} y θ usando la ecuación. (3.57) y la ecuación. (3.75), luego $\alpha_{r,conv}$ y $\alpha_{r,film}$ se calculan usando las ecuaciones. (3.67) y (3.66), y finalmente $\alpha_{r,tp}$ se determina usando la ecuación. (3.65).

6. Si el flujo está completamente estratificado, se calcula usando la ecuación. (3.57) donde θ_{strat} se establece igual a 0, luego $\alpha_{r,conv}$ y $\alpha_{r,film}$ se calculan usando las ecuaciones. (3.67) y (3.66), y finalmente $\alpha_{r,tp}$ se determina usando ecuación. (3.65) donde f_i se determina con la ecuación. (3.72).

3.6.4. Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona de subenfriamiento:

Para la zona subenfriamiento, este estudio utilizó la siguiente correlación mencionada en el libro ASHRAE. (2017). El cual utiliza en casos de convección forzada la fórmula desarrollada por Frederick William & Dittus. (1930). Dicha correlación se muestra a continuación:

$$Nus_{r,sc,cd} = 0.023 \cdot \left((Re_{r,sc,cd})^{0.8} \right) \cdot \left((Pr_{r,sc,cd})^{0.4} \right) \quad (3.76)$$

3.6.5. Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona de reducción de sobrecalentamiento:

De forma similar, para la zona de reducción de sobrecalentamiento, utilizaremos la correlación de Frederick William & Dittus. (1930) que se muestra en el libro de ASHRAE. (2017).

$$Nus_{r,ds,cd} = 0.023 \cdot \left((Re_{r,ds,cd})^{0.8} \right) \cdot \left((Pr_{r,ds,cd})^{0.4} \right) \quad (3.77)$$

3.6.6. Diámetro Equivalente.

Para esta simulación, se necesitará conocer el diámetro equivalente, por el cual circulará el refrigerante. Dependiendo de la distancia entre la tubería exterior e interior " d_h ", las correlaciones propuestas por Gungor & Winterton. (1986), para encontrar el diámetro equivalente serán:

Para $d_h > 4mm$

$$d_e = 4 \pi \frac{r_{ext}^2 - r_{int}^2}{2\pi(r_{ext} + r_{int})} \quad (3.78)$$

Despejando:

$$d_e = 2(r_{ext} - r_{int}) \quad (3.79)$$

Para $d_h < 4mm$

$$d_e = \frac{(d_{ext}^2 - d_{int}^2)}{d_{int}} \quad (3.80)$$

3.6.7. Caída de presión del refrigerante

Para encontrar la caída de presión del refrigerante en el sistema, al igual que la transferencia de calor se consideró las tres zonas que existen a lo largo de la tubería del condensador. Es decir, para las zonas de subenfriamiento, zona bifásica y zona de reducción de sobrecalentamiento. En este caso se utilizará la siguiente fórmula:

$$\Delta P_t = \Delta P_{ds} + \Delta P_{r,cd} + \Delta P_{sc} \quad (3.81)$$

3.6.8. Caída de presión del refrigerante en la zona de subenfriamiento y reducción de sobrecalentamiento.

En esta zona del condensador, se utilizó las correlaciones descritas por Çengel & Ghajar. (2011). Las cuales permiten encontrar la caída de presión para líquido o gas en tuberías circulares. A través de la siguiente correlación:

$$\Delta P_{ds} = \Delta P_{sc} = f \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho V_r^2}{2} \quad (3.82)$$

Donde, realizando un análisis previo, es posible realizar un reemplazo al valor de la velocidad con la siguiente fórmula:

$$V_r = \frac{\dot{m}_r}{\rho \cdot A} \quad (3.83)$$

Con la cual se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta P_{ds} = \Delta P_{sc} = f \frac{L}{d} \cdot \frac{m_r^2}{2A^2\rho} \quad (3.84)$$

Donde f representa el factor de fricción dentro de tuberías circulares, el cual depende del tipo de flujo que tenga el sistema.

Para flujos laminares ($Re < 2300$), es conveniente utilizar la correlación de Darcy Weisbach, donde el factor de fricción se obtiene en función del Número de Reynolds y es independiente de la aspereza de la superficie del tubo, resultando la siguiente expresión:

$$f = \frac{64\mu}{\rho \cdot d \cdot V_r} = \frac{64}{Re} \quad (3.85)$$

Para flujos turbulentos (Fox, Pritchard, & McDonald, 2011) recomiendan el uso de la correlación de Blasius, la cual se expresa como:

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (3.86)$$

3.6.9. Caída de presión del refrigerante en la zona mixta del condensador.

Dalkilic. (2011) estudió las diferentes correlaciones para encontrar la caída de presión en zona mixta (bifásica), dentro de tuberías horizontales. Considerando el uso de la correlación de Choi, Kedzierski, & Domanski. (2001), para tuberías lisas y con aletas, la cual se expresa como:

$$\Delta P_{cd} = \left(\left(\left(\frac{f_{cd} \cdot L_{tp,cd} \cdot (v_{v,cd} + v_{l,cd})}{d_e} \right) \right) + (v_{v,cd} - v_{l,cd}) \right) \cdot (G_r^2) \quad (3.87)$$

Donde:

$$f_{cd} = 0.00506 Re_{l,cd}^{-0.0951} K_{f,cd}^{0.1554} \quad (3.88)$$

El valor de $K_{f,cd}$ corresponde al número bifásico, al cual Pierre (1964) logra definirlo como el número del punto de ebullición, y se expresa a partir de la siguiente ecuación:

$$K_{f,cd} = \frac{(h_{v,cd} - h_{l,cd})}{L_{tp,cd} \cdot g} \quad (3.89)$$

3.6.10. Caída de presión del Nanofluido en el condensador.

De la misma forma descrita en la sección 3.6.8. Para la caída de presión del nanofluido que circulará en el condensador para enfriar el refrigerante, se utilizó la fórmula propuesta por Çengel & Ghajar. (2011). La cual se describe a continuación:

$$\Delta P_{nfco} = \Delta P_{nfco} = f \frac{L_{nfco}}{d_{incd}} \cdot \frac{m_{nfco}^2}{2A^2 \rho_{nfco}} \quad (3.90)$$

Para encontrar el factor de fricción "f" se utilizaron las ecuaciones propuestas por Incropera & DeWitt. (1998). Donde para flujo laminar ($Re < 2300$).

$$f = 0.316 \cdot Re_{nf}^{-\frac{1}{4}} \quad (3.91)$$

Para flujo turbulento ($Re > 2300$)

$$f = 0.184 \cdot Re_{nf}^{-\frac{1}{5}} \quad (3.92)$$

3.6.11. Potencia de Bombeo del nanofluido en el condensador.

Para encontrar la potencia de bombeo del nanofluido en el condensador, primero se procede a determinar la caída de presión y el flujo volumétrico del nanofluido (Çengel & Ghajar, 2011). Luego se podrá determinar la potencia de bombeo a través de la ecuación 3.93.

$$\dot{W}_{bomba} = \Delta P_{nfco} \cdot \dot{V}_{nfco} \quad (3.93)$$

3.7. Evaporador

De la misma forma que en el condensador. El evaporador contará con un intercambiador de calor de doble tubo recto. Por la tubería interna circulará el nanofluido y por la sección anular el refrigerante tal como se muestra en la figura 28.

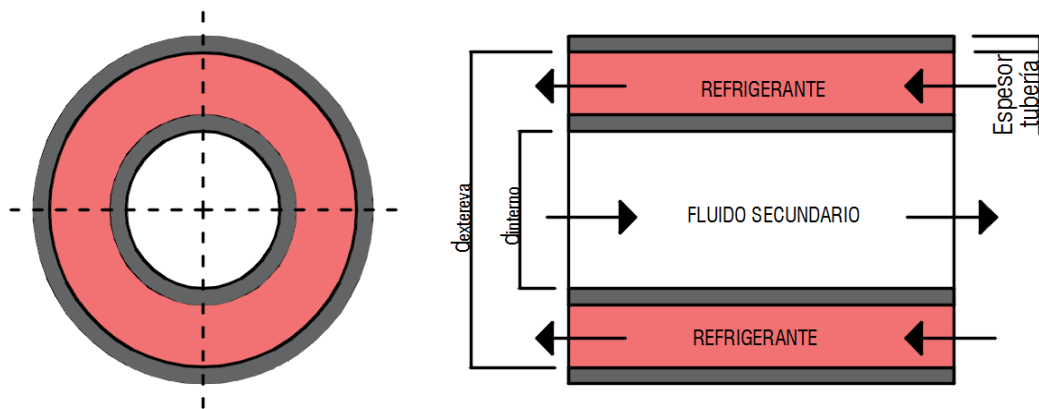


Figura 28: Intercambiador de calor de doble tubo recto en el evaporador. Fuente: Propia.

3.7.1. Método multizonas.

Para el caso del evaporador, se adaptó el modelo multizonas descrito en el condensador. Con la única diferencia de que, en el evaporador solo existen 2 zonas, la zona bifásica o mixta y la zona de sobrecalentamiento las cuales se observan con mayor detalle en la figura 29.

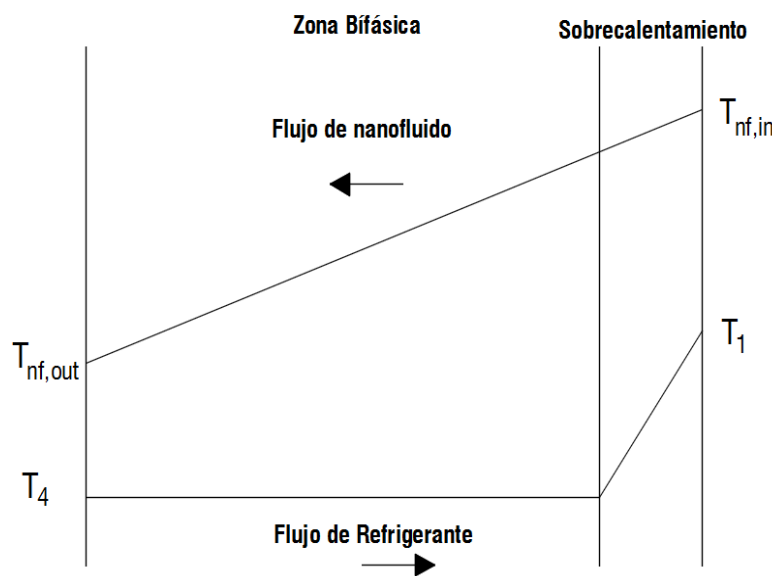


Figura 29: Zonas del Evaporador. Fuente: Martins Costa & Parise. (1993).

3.7.2. Ecuaciones de balance de energía en el evaporador.

A partir de la figura 29, que representa el perfil de temperaturas que existe en el evaporador. Es posible analizar el conjunto de ecuaciones en la transferencia de calor aplicados al sistema. En el evaporador se encuentran las zonas de sobrecalentamiento y la zona mixta o bifásica. De esta forma las correlaciones para encontrar el flujo de transferencia de calor quedan reducidas a las siguientes expresiones.

3.7.3. Zona bifásica o mixta del evaporador.

En esta zona las ecuaciones de transferencia de calor son definidas por:

$$Q_{bo,ev} = \dot{m}_r (h_{vev} - h_4) \quad (3.94)$$

$$Q_{bo,ev} = \dot{m}_{nf} \cdot c_{p,nf} \cdot (T_{nf,m} - T_{nf,out}) \quad (3.95)$$

$$Q_{bo,ev} = U_{bo,ev} \cdot A_{bo,ev} \cdot DTML_{bo,ev} \quad (3.96)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica en esta zona para un intercambiador de calor a contraflujo queda definida como:

$$DTML_{bo,ev} = \frac{(T_{nf,out} - T_4) - (T_{nf,m} - T_4)}{\ln\left(\frac{T_{nf,out} - T_4}{T_{nf,m} - T_4}\right)} \quad (3.97)$$

El coeficiente de transferencia de calor total se obtiene a partir de:

$$U_{bo,ev} = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \cdot \alpha_{nf}} + \frac{r_e \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{\alpha_{bo,ev}}} \quad (3.98)$$

Dónde:

k =Conductividad Térmica del material de la tubería (Cobre).

$\alpha_{bo,ev}$ = Coeficiente convectivo de transferencia de calor en zona de sobrecalentamiento.

α_{nf} =Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el nanofluido secundario.

3.7.4. Zona de sobrecalentamiento.

Para esta zona, las correlaciones de transferencia de calor, están definidas como:

$$Q_{sh,ev} = \dot{m}_r (h_1 - h_{v,ev}) \quad (3.99)$$

$$Q_{sh,ev} = m_{nf} \cdot c_{p,nf} \cdot (T_{nf,in} - T_{nf,m}) \quad (3.100)$$

$$Q_{sh,ev} = U_{sh,ev} \cdot A_{sh,ev} \cdot DTML_{sh,ev} \quad (3.101)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica en esta fase se expresa como:

$$DTML_{sh,ev} = \frac{(T_{nf,m} - T_{ev,in}) - (T_{nf,in} - T_1)}{\ln\left(\frac{T_{nf,m} - T_{ev,in}}{T_{nf,in} - T_1}\right)} \quad (3.102)$$

El coeficiente de transferencia de calor total para la zona bifásica " $U_{sh,ev}$ " en el condensador se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$U_{sh,ev} = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \cdot \alpha_{nf}} + \frac{r_e \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{\alpha_{sh,ev}}} \quad (3.103)$$

3.7.5. Coeficiente de Transferencia de calor en zona bifásica.

El proceso de transferencia de calor en evaporadores ha sido estudiado por diversos investigadores como Chen. (1966) y Kandlikar. (1990). En ASHRAE. (2017) se menciona gran cantidad de correlaciones para flujo en ebullición en la zona de sobrecalentamiento. Sin embargo, son pocas las correlaciones que existen para el fluido considerando el cambio de fase que se desarrolla a lo largo de la tubería. ASHRAE. (2017) considera que la función desarrollada por Gungor & Winterton. (1986) proporciona buenos resultados para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona bifásica.

Esta simulación utilizó las correlaciones propuestas por Gungor & Winterton. (1986) descritas en ASHRAE. (2017), donde el coeficiente de transferencia de calor convectivo está en función de los coeficientes convectivo y de ebullición nucleada, tal como se muestra a continuación:

$$\alpha_{tp} = \alpha_{nuc,bo} + \alpha_{convec} \quad (3.104)$$

La figura 30 muestra los coeficientes de transferencia de calor nucleada y convectiva en función de la calidad del vapor, y la suma de estos dos coeficientes que representa el coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona bifásica.

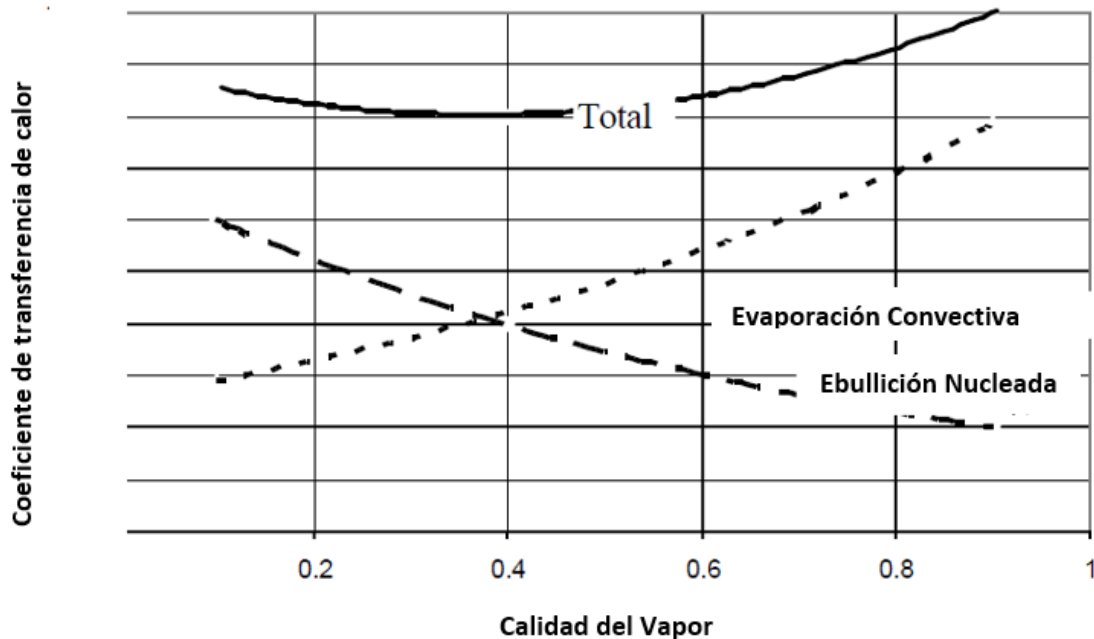


Figura 30: Coeficiente de transferencia de calor en el evaporador vs calidad del vapor, basado en el modelo de Gungor & Winterton. (1986). Fuente: (Palm, 2004).

El coeficiente de ebullición nucleada se calcula a partir de la correlación de ebullición de Cooper al cual se le ha agregado un factor de supresión “S” debido a que la ebullición nucleada puede ser suprimida por la convección obteniendo la siguiente expresión:

$$\alpha_{nuc,bo} = \alpha_{pb} \cdot S \quad (3. 105)$$

La correlación de ebullición de Cooper se calcula a partir de:

$$\alpha_{pb} = C \cdot 55 \cdot Pr^{0.12} \cdot (-\log(Pr))^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot q^{0.67} \quad (3. 106)$$

El valor de la constante “C” es de 1 para superficies planas horizontales y 1.7 para tubos de cobre horizontales, Sin embargo, comparaciones con datos experimentales sugiere que se logra un mejor acuerdo si se usa el valor de 1 para tubos horizontales (Palm, 2004).

El coeficiente convectivo podría describirse como una forma modificada de la ecuación de Frederick William, Dittus. (1930), para flujo de fase líquida, multiplicado por un factor de mejora “E”, ya que el calor se transfiere en este caso a través de una fina película líquida que es perturbado en la superficie por la evaporación.

$$\alpha_{convec} = \alpha_{liq} \cdot E \quad (3. 107)$$

Donde:

$$\alpha_{liq} = \left(\frac{k_l}{d}\right) \cdot 0.023 \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \quad (3. 108)$$

El número de Reynolds para la ecuación 3.108, se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Re_l = \frac{G \cdot d \cdot (1 - x)}{\mu} \quad (3. 109)$$

El factor de mejora "E" es calculado mediante la ecuación 3.110:

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1.16} + 1.37 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.86} \quad (3. 110)$$

Donde el número de ebullición se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Bo = \frac{q}{G \cdot h_{lv,ev}} \quad (3. 111)$$

Y el factor "X_{tt}" se expresa como :

$$X_{tt} = \left(\frac{1 - x}{x}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (3. 112)$$

Finalmente, el factor de supresión:

$$S = (1 + 1.15 \times 10^{-6} \times E^2 \times Re_l^{1.17}) - 1 \quad (3. 113)$$

Para tubos horizontales y números Froude ($Fr_l = \frac{G^2}{r^2 \cdot g \cdot d} < 0.05$) la mejora y los factores de supresión deben modificarse de la siguiente manera:

$$E_{mod} = E \times Fr_l^{0.1-2 \times FrL} \quad (3. 114)$$

$$S_{mod} = S \cdot (FrL)^{\frac{1}{2}} \quad (3. 115)$$

3.7.6. Caída de presión del refrigerante

Para encontrar la caída de presión del refrigerante se consideró las dos zonas que existen a lo largo de la tubería del evaporador. Es decir, para las zonas de sobrecalentamiento y zona bifásica. En este caso se utilizó la siguiente formula:

$$\Delta P_{t,ev} = \Delta P_{tp,ev} + \Delta P_{sh} \quad (3. 116)$$

3.7.7. Caída de presión del refrigerante en la zona de sobrecalentamiento.

En esta zona del condensador, se utilizó las correlaciones descritas por Çengel & Ghajar. (2011). Las cuales permiten encontrar la caída de presión para líquido o gas en tuberías circulares. A través de la siguiente correlación:

$$\Delta P_{sh} = f \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho V_r^2}{2} \quad (3. 117)$$

En este caso, es aplicable la reducción que se realizó en la sección 3.6.8. en el condensador. Resultando finalmente en la ecuación:

$$\Delta P_{sh} = f \frac{L}{d} \cdot \frac{m_r^2}{2A^2\rho} \quad (3. 118)$$

El factor de fricción, estará definido por el tipo de flujo dentro la tubería. En el caso de flujo laminar ($Re < 2300$), se utilizó la correlación de Darcy Weisbach, donde el factor de fricción se obtiene en función es independiente de la aspereza de la superficie del tubo, resultando la siguiente expresión:

$$f = \frac{64\mu}{\rho \cdot d \cdot V_r} = \frac{64}{Re_{nf}} \quad (3. 119)$$

Para flujos turbulentos, (Fox et al., 2011) recomiendan el uso de la correlación de Blasius, la cual se muestra a continuación:

$$f = \frac{0.3164}{Re_{nf}^{0.25}} \quad (3. 120)$$

3.7.8. Caída de presión del refrigerante en la zona mixta del evaporador.

Mediante las correlaciones que se muestran en la investigación de Dalkilic. (2011), dentro de tuberías horizontales. Se decidió utilizar la correlación de Choi, Kedzierski, & Domanski. (2001), la cual se muestra a continuación:

$$\Delta P_{tp, ev} = \left(\left(\left(\frac{f_{ev} \cdot L_{tp, ev} \cdot (v_{v, ev} + v_{l, ev})}{d_e} \right) \right) + (v_{v, ev} - v_{l, ev}) \right) \cdot (G_r^2) \quad (3.121)$$

Donde:

$$f_{cd} = 0.00506 Re_{l, ev}^{-0.0951} K_{f, ev}^{0.1554} \quad (3.122)$$

El valor de $K_{f, cd}$ correspondiente al número bifásico, es definido por Pierre (1964) como el número del punto de ebullición, y se expresa a partir de la siguiente ecuación:

$$K_{f, ev} = \frac{(h_{v, ev} - h_{l, ev})}{L_{tp, ev} \cdot g} \quad (3.123)$$

3.7.9. Caída de presión del Nanofluido en el evaporador.

Al igual que los nanofluidos en el condensador se utilizó la fórmula propuesta por Çengel & Ghajar. (2011). La cual se describe a continuación:

$$\Delta P_{nf} = f \frac{L_{nf}}{d_{in, ev}} \cdot \frac{m_{nf}^2}{2A^2 \rho_{nf}} \quad (3.124)$$

El factor de fricción " f " se obtiene a partir de las ecuaciones propuestas por Incropera & DeWitt. (1998). Donde para flujo laminar ($Re < 2300$).

$$f = 0.316 \cdot Re_{nf}^{-\frac{1}{4}} \quad (3.125)$$

Para flujo turbulento ($Re > 2300$)

$$f = 0.184 \cdot Re_{nf}^{-\frac{1}{5}} \quad (3.126)$$

3.7.10. Potencia de Bombeo del nanofluido en el evaporador.

Para encontrar la potencia de bombeo del nanofluido en el condensador, primero se procede a determinar la caída de presión y el flujo volumétrico del nanofluido (Çengel & Ghajar, 2011). Luego se podrá determinar la potencia de bombeo a través de la ecuación 3.91.

$$\dot{W}_{bomba} = \Delta P_{nf} \cdot \dot{V}_{nf} \quad (3.127)$$

3.8. Propiedades termofísicas de los nanofluidos

Las propiedades esenciales a ser estudiadas en los nanofluidos son la densidad, calor específico, tensión superficial, conductividad térmica, y viscosidad. Akilu, Sharma, Baheta, & Mamat. (2016) consideran que la evaluación de estas propiedades depende de factores como la temperatura, concentración volumétrica, fluido base, pH, material de partículas, forma y tamaño de las partículas.

Los esfuerzos de investigación en nanofluidos han evolucionado de gran manera en las últimas dos décadas. En las cuales se desarrollaron varios modelos para caracterizar las propiedades termofísicas y el comportamiento de diversos nanofluidos.

En contraste con el número existente de modelos teóricos para las propiedades termofísicas, modelos empíricos son relativamente pocos debido a los datos experimentales limitados. Más aun cuando se trata de nanotubos de carbono.

3.8.1. Conductividad Térmica de Nanofluidos compuestos por Cu y Óxidos Metálicos.

Una de las limitantes en la investigación sobre el aumento de la conductividad térmica de nanofluidos es la falta de datos extensos. La investigación sobre la conductividad térmica de los nanofluidos ha demostrado una mejora significativa en la transferencia de calor en comparación con modelos teóricos clásicos como Hamilton & Crosser. (1962) y Maxwell. (1881).

La conductividad térmica en nanofluidos dispersos con Cu y óxidos metálicos como Al_2O_3 , CuO, TiO_2 . Han sido investigadas por diferentes investigadores como Eastman et al. (2001); Jang & Choi. (2004); Lee et al. (1999); S.M.S. Murshed, Leong, & Yang. (2005); Vasu, Krishna, & Kumar. (2008); Xie et al. (2002), entre otros. Llegando a desarrollar correlaciones dependientes de la temperatura, concentración volumétrica y el tamaño de la nanopartículas.

En esta investigación se utilizó la correlación desarrollada por H E. Patel, Sundararajan, & Das. (2010). Mediante una regresión no lineal ajustada, en suspensiones con partículas metálicas y oxido metálicas con forma esférica, obtuvieron la siguiente correlación:

$$k_{nf} = (k_m) \cdot \left(1 + 0.135 \cdot \left(\left(\frac{k_{np}}{k_m} \right)^{0.273} \cdot \varphi_{np}^{0.467} \cdot \left(\frac{T_m}{20} \right)^{0.547} \cdot \left(\frac{100}{d_{np} \cdot 10^9} \right)^{0.234} \right) \right) \quad (3.128)$$

Donde " k_m " y " k_{np} " son la conductividad térmica del fluido base y la conductividad térmica de la nanopartículas respectivamente. Mientras que " φ_{np} " es la concentración volumétrica del nanofluido, " T_m " la temperatura media del nanofluido y " d_{np} " es el diámetro promedio de la nanopartículas. Los datos obtenidos a partir de la correlación son válidos para suspensiones de nanopartículas esféricas de 10 a 150 [nm] de diámetro.

3.8.2. Conductividad Térmica de nanofluidos compuestos por Nanotubos de Carbono.

La conductividad térmica en nanotubos de carbono (mayor a 1800 W/m-K) es mucha más alta que cualquier otra nanopartícula como el cobre y la plata. Lo que hace de los nanotubos de carbono una sustancia muy valiosa y de amplio interés para los investigadores.

En la actualidad existen diversos modelos para predecir el comportamiento de la conductividad térmica en nanofluidos que contienen nanotubos de carbono, como los propuestos por Hamilton & Crosser. (1962); Maxwell. (1881); Meyer, McKrell, & Grote. (2013); H E Patel, Anoop, Sundararajan, & Das. (2008); Timofeeva, Routbort, & Singh. (2009) y Walvekar, Faris, & Khalid. (2012). Aún con esta cantidad de modelos matemáticos, los datos experimentales varían en gran medida de los datos obtenidos mediante las correlaciones.

Del estudio desarrollado por H E Patel et al. (2008) para nanotubos de carbono se obtuvo la siguiente correlación:

$$k_{nf} = k_m \cdot \left(1 + \frac{k_{np} \cdot \varphi_{np} \cdot (r_m)}{k_m \cdot (1 - \varphi_{np}) \cdot (r_{np})} \right) \quad (3.129)$$

Donde el valor de " r_m " corresponde al radio de la molécula del líquido base y " r_{np} " es el radio del nanotubo de carbono.

Sin embargo, los resultados calculados del modelo desarrollado por H E Patel et al. (2008), son más altos que los resultados experimentales. Esto se debe a la forma de los nanotubos de carbono es cilíndrica más que esférica como se muestra en la figura 31, y los nanotubos de carbono son muy buenos conductores térmicos a lo largo del tubo (Thang, Khoi, & Minh, 2015).

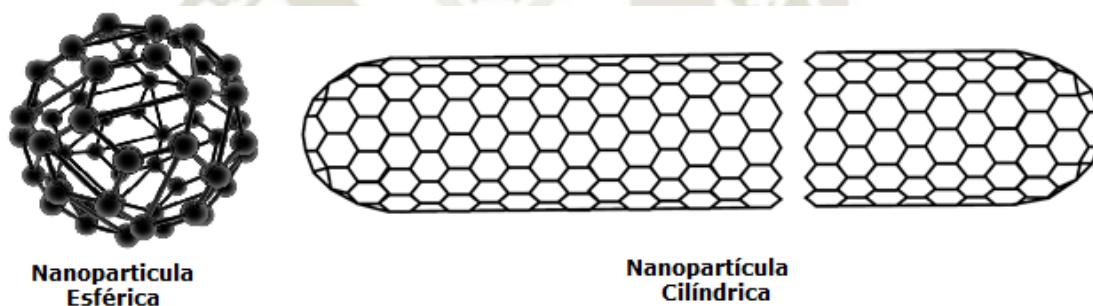


Figura 31: Forma de los nanotubos de carbono. Fuente: (Thang et al., 2015).

Debido a la diferencia que existe entre los resultados obtenidos con la ecuación 3.129 y los resultados obtenidos experimentalmente, Thang et al. (2015), propone la correlación 3.130, la cual toma en consideración el tamaño de la nanopartícula, fracción de volumen, y la conductividad térmica de nanotubos de carbono, así como las propiedades del líquido base. El modelo se comparó con algunos datos experimentales de varios otros grupos de investigación como Eastman et al. (2001); Hwang et al. (2006); Jiang, Ding, & Peng. (2009) y Wu et al. (2009), y los resultados muestran que el modelo modificado ha predicho correctamente las tendencias observadas en los datos experimentales.

$$k_{nf} = k_m \cdot \left(1 + \left(\frac{1}{3} \right) \cdot \frac{k_{np} \cdot \varphi_{np} \cdot (r_m)}{k_m \cdot (1 - \varphi_{np}) \cdot (r_{np})} \right) \quad (3.130)$$

Donde r_m dependerá del fluido base con el que se trabaje, los valores de los radios de las moléculas de los fluidos se detallan en la tabla 4.

Tabla 4: Radio de moléculas de distintos fluidos base. Fuente: (Thang et al., 2015).

Fluido Base	r_m [m]
Agua	$0.1 \cdot 10^{-9}$
Etilenglicol	$0.12 \cdot 10^{-9}$
Aceite Olefina	$0.4 \cdot 10^{-9}$
R-134a	$0.115 \cdot 10^{-9}$

3.8.3. Viscosidad Absoluta.

A pesar del creciente número de trabajos de investigación recientemente llevado a cabo en la viscosidad de los nanofluidos, muy pocos estudios se centraron en el desarrollo de modelos teóricos para la predicción de la viscosidad de nanofluidos y ningún modelo ampliamente aceptado todavía está disponible que puede predecir con precisión la viscosidad de nanofluidos. Por lo tanto, los investigadores comúnmente usan modelos clásicos de viscosidad y / o modelos empíricos propuestos en base a sus propios datos (S. M.Sohel Murshed & Estellé, 2017).

Dentro de los modelos clásicos se puede encontrar a modelos como Einstein. (1905), para nanopartículas esféricas y concentraciones volumétricas de hasta un 2%. La cual se expresa como:

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5 \cdot \varphi_{np}) \cdot \mu_m \quad (3. 131)$$

Donde " μ_m " y " φ_{np} " son la viscosidad dinámica del agua y la concentración volumétrica de nanopartículas respectivamente.

Sin embargo, para mayores concentraciones Batchelor & Green. (1972), modificaron el modelo de Einstein (1905), considerado el efecto del movimiento browniano de las partículas esféricas logrando obtener la siguiente ecuación:

$$\mu_{nf} = \mu_m \cdot (1 + 2.5 \cdot \varphi_{np} + 6.5 \cdot \varphi_{np}^2) \quad (3. 132)$$

En el caso de nanofluidos dispersos con nanotubos de carbono, la viscosidad no se puede calcular con las mismas correlaciones que las partículas esféricas. Debido a que la forma de las nanopartículas influye en gran medida al cambio de la viscosidad del nanofluido.

Kumar, Kumaresan, & Velraj. (2016) mencionan en su estudio que es posible encontrar la viscosidad de un nanofluido compuesto por nanotubos de carbono mediante la correlación propuesta por Timofeeva et al. (2009), la cual muestra el cambio de la viscosidad de un nanofluido en función de la forma de la nanopartícula.

Timofeeva et al. (2009) concluyeron que la viscosidad de las suspensiones de nanopartículas es proporcional a la concentración volumétrica de nanopartículas dispersas y puede ser descrita como:

$$\mu_{nf}(\varphi) = \mu_m(1 + A_1\varphi + A_2\varphi^2) \quad (3. 133)$$

Donde " μ_m " es la viscosidad del fluido base y " A_1 " y " A_2 " son constantes que dependerán de la forma de las nanopartículas, y tienen el valor de "13.5" y "904.4" respectivamente para formas cilíndricas. La ecuación finalmente se expresa como:

$$\mu_{nf} = \mu_m(1 + 13.5\varphi + 904.4\varphi^2) \quad (3. 134)$$

El modelo desarrollado por Timofeeva et al. (2009), es útil para predecir la viscosidad de nanofluidos con nanopartículas con forma de plaquetas, cuchillas y ladrillos. Los resultados obtenidos en este estudio para un nanofluido compuesto por Al_2O_3 y una mezcla de Agua y Etilenglicol como fluido base se muestra con mayor detalle en la figura 32.

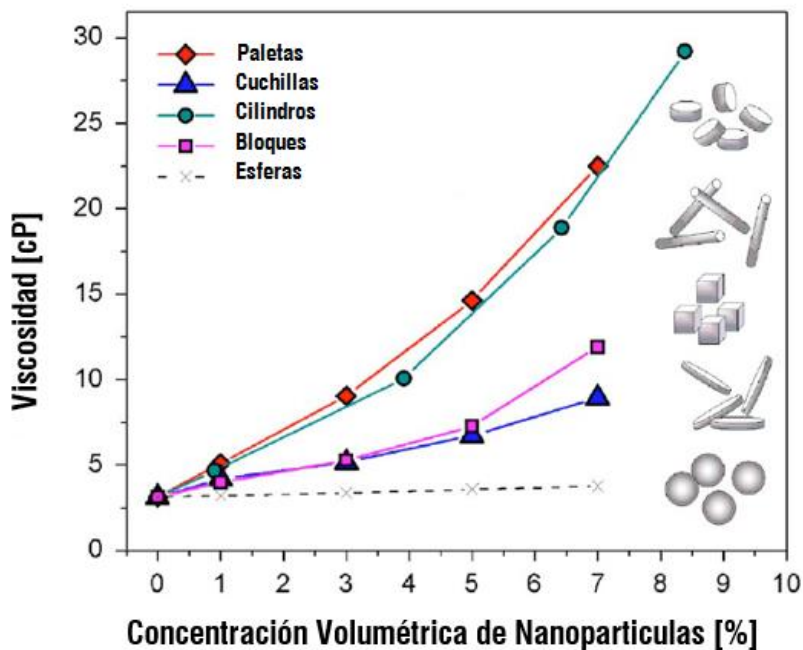


Figura 32: Viscosidad [cP] vs Concentración Volumétrica de nanopartículas. Fuente: (Timofeeva et al., 2009).

3.8.4. Densidad de los Nanofluidos

En la mayoría de los estudios, la densidad de los nanofluidos se obtiene con la teoría de las mezclas. Aun en la actualidad esta teoría se mantiene vigente. Como se menciona en el artículo de Cárdenas Gómez, Hoffmann, & Bandarra Filho. (2015), experimentos como el desarrollado por Pak & Cho. (1998), donde se mide la densidad de muestras de un nanofluido compuesto de titanio dióxido y alúmina en agua, con una concentración de nanopartículas de hasta 31.6%, solo encontraron una desviación máxima de 0.6% comparado con los resultados calculados por la teoría de la regla de la mezcla.

Una vez conocida la concentración volumétrica de nanopartículas, la densidad de la mezcla se puede calcular usando la regla de la mezcla que se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\rho_{nf} = \rho_{np} \cdot \varphi_{np} + \rho_m \cdot (1 - \varphi_{np}) \quad (3. 135)$$

En estudios más recientes como el realizado por Akilu et al. (2016). Se señala que investigadores como Khanafer & Vafai. (2011), desarrollaron una nueva correlación para predecir la densidad de un nanofluido compuesto por alúmina en agua, con una concentración volumétrica que varía en el rango de 0 a 4 % encontrándose una desviación máxima de 0.6% en comparación con la ecuación 3.135. Otorgándole validez a la teoría de mezclas.

3.8.5. Calor Especifico de los Nanofluidos.

El calor específico de los nanofluidos se puede expresar como una mezcla de los calores específicos del fluido base y las nanopartículas. En el estudio realizado por Xuan & Roetzel. (2000), se propone la siguiente correlación para encontrar el calor específico de un nanofluido:

$$c_{p,nf} = \frac{(1 - \varphi_{np}) \cdot \rho_m \cdot c_{p,m} + \varphi_{np} \cdot \rho_{np} \cdot c_{p,np}}{\rho_{nf}} \quad (3.136)$$

Donde " ρ_{nf} " es la densidad del nanofluido, " $c_{p,m}$ " y " $c_{p,np}$ " son los calores específicos del fluido base y de la nanopartícula en suspensión respectivamente.

Este modelo es validado por estudios más actuales como el de O'Hanley, Buongiorno, McKrell, & Hu. (2012). Es importante enfatizar que el modelo usa la fracción de volumen, pero también considera la capacidad térmica de los elementos involucrados en la suspensión (Cárdenas Gómez et al., 2015).

3.8.6. Coeficiente convectivo de Transferencia de Calor.

Tradicionalmente, los coeficientes de transferencia de calor se han determinado tanto numéricamente como experimentalmente en una amplia gama de números de Reynolds y Prandtl, que involucran fluidos de fase única. El desempeño de equipos térmicos que funcionan con fluidos como agua, etilenglicol y aceites, ha llegado al límite. Varios métodos para la mejora de la transferencia de calor se han desarrollado a lo largo de los años ya sea para proporcionar un alto flujo de calor en un espacio limitado o para optimizar el tamaño de un equipo (Azmi, Sharma, Sarma, Mamat, & Anuar, 2014).

Los fluidos de transferencia de calor proporcionan un entorno para agregar o eliminar energía a los sistemas, y su eficacia depende de sus propiedades físicas, como la conductividad térmica, la viscosidad, la densidad y el calor específico (Yang, Zhang, Grulke, Anderson, & Wu, 2005).

Los nanofluidos son sistemas multicomponente, y la morfología y orientación de los sólidos dispersados es complejo. Esa es probablemente la razón por la que hay muy pocas correlaciones desarrolladas para encontrar el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Wen & Ding. (2004), dieron a conocer los resultados experimentales de su estudio, sobre transferencia de calor convectiva para un nanofluido compuesto por agua y alúmina que fluye a través de tubería de cobre en régimen laminar. Compararon sus resultados experimentales con la correlación de Shah para el flujo laminar y encontraron que los resultados teóricos son mayores que los valores experimentales. Esto se debe probablemente a que se consideró las propiedades del fluido base en lugar de las propiedades de los nanofluidos.

Noie, Heris, Kahani, & Nowee. (2009), realizaron experimentos sobre flujo laminar en nanofluidos de CuO/agua y nanofluidos de Al₂O₃/agua a través de tubería de cobre, utilizando la ecuación de Seider-Tate modificada propuesta por Vasu et al. (2008), para flujo laminar que se expresa como:

$$Nu_{S_{nf}} = b \cdot \left(Re_{nf} \cdot Pr_{nf} \cdot \left(\frac{d}{L} \right) \right)^{0.333} \quad (3. 137)$$

Donde la constante “b” se obtiene haciendo una evaluación a partir de un análisis de regresión de los datos obtenidos por Pak & Cho, 1998; Wen & Ding. (2004), calculando un valor de 1,98. Finalmente, esta correlación para el cálculo del número de Nusselt para flujo laminar se desarrolla con una desviación promedio del 6% y una desviación estándar del 7,4% para todos los nanofluidos, quedando la ecuación definida como:

$$Nu_{S_{nf}} = 1.98 \cdot \left(Re_{nf} \cdot Pr_{nf} \cdot \left(\frac{d}{L} \right) \right)^{0.333} \quad (3. 138)$$

En flujos turbulentos Sharma et al. (2012), proponen una correlación para predecir los coeficientes de transferencia de calor de nanofluidos, basada en la ecuación de F. W. Dittus & Boelter. (1985) para fluidos en régimen turbulento. La ecuación para encontrar el número de Nusselt en flujo turbulentos se muestra a continuación:

$$\text{Nu}_{\text{nf}} = 0.023 \cdot \text{Re}_{\text{nf}}^{0.8} \cdot \text{Pr}_{\text{m}}^{0.4} \cdot (1 + \text{Pr}_{\text{nf}})^{-0.012} \cdot (1 + \varphi_{\text{np}})^{0.23} \quad (3. 139)$$



CAPITULO IV: FUNCIONAMIENTO DEL PROGRAMA

4.1. Descripción del Programa.

Para la simulación del sistema de refrigeración por compresión de vapor se optó por utilizar el programa EES (Engineering Equation Solver), este software permite la solución de sistemas de ecuaciones no lineales simultáneas usando el método de Newton Raphson. Además, proporciona gran cantidad de funciones que resultan útiles en los procesos termodinámicos y de transferencia de calor. Es muy usado en el estudio de fenómenos termodinámicos. La interfaz de este programa se puede observar en la figura 33.

La simulación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor en este software fue posible debido a las características que ofrece, las cuales se mencionan a continuación:

- Facilidad que ofrece el programa para encontrar propiedades de varios refrigerantes, como el R-134a, además de agua y etilenglicol que se utilizan esta simulación.
- EES resuelve sistemas de ecuaciones (es decir, relaciones entre variables) de forma automática, gracias a esta característica no se necesitará de un método de iteración particular.
- Este software ofrece gráficos de gran calidad, lo que permite una correcta visualización de los resultados obtenidos.
- Una característica muy poderosa de EES es que las funciones y procedimientos se pueden escribir en cualquier lenguaje compilado, como Pascal, C, C ++ o Fortran.

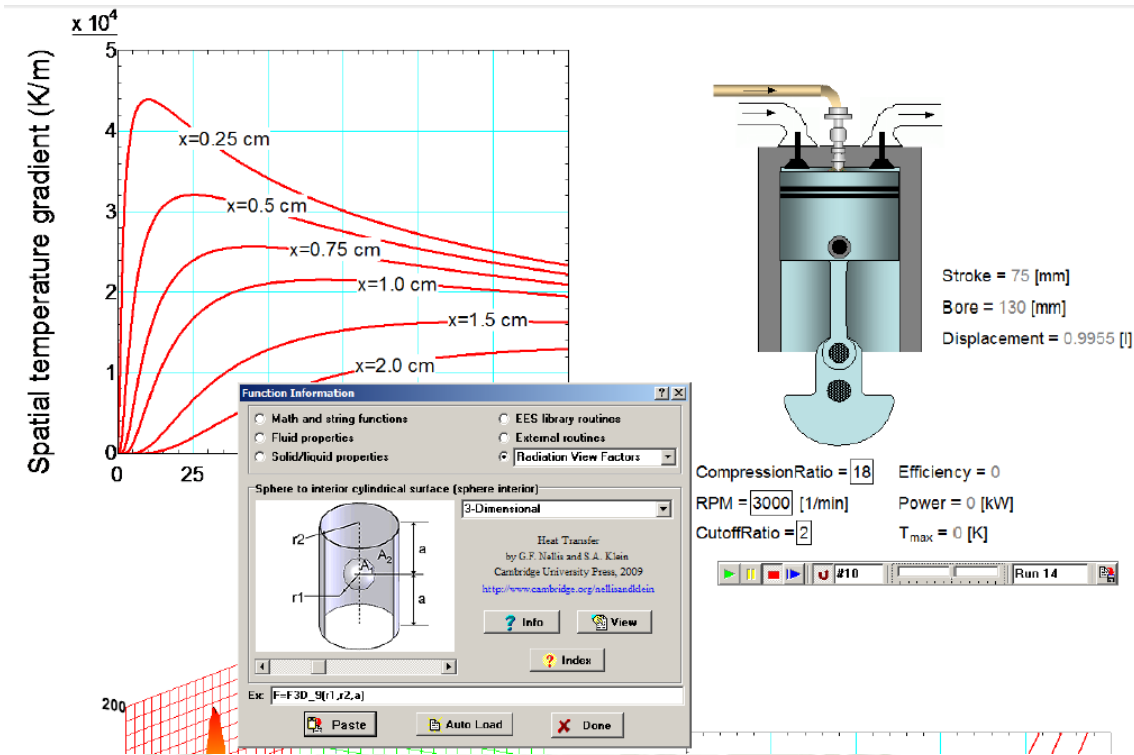


Figura 33: Interfaz del software EES. Fuente: (S. Klein & Nellis, 2014).

4.1.1. Método de Newton Raphson.

El software EES permite la solución de ecuaciones mediante el método de Newton Raphson.

El método de Newton-Raphson, o Método de Newton, es una técnica eficaz para resolver ecuaciones numéricas. Como gran parte del cálculo diferencial, se basa en la idea simple de aproximación lineal. La aplicación de este método depende de la iteración constante mediante la ecuación 4.1.

$$x_n = x_{n-1} - \frac{f(x_{n-1})}{f'(x_{n-1})} \quad (4.1)$$

El método de Newton muestra una representación gráfica bastante simple, tal como se observa en la figura 34. De hecho, el método de Newton consiste en linealizar una función o reemplazar a la función por una recta.

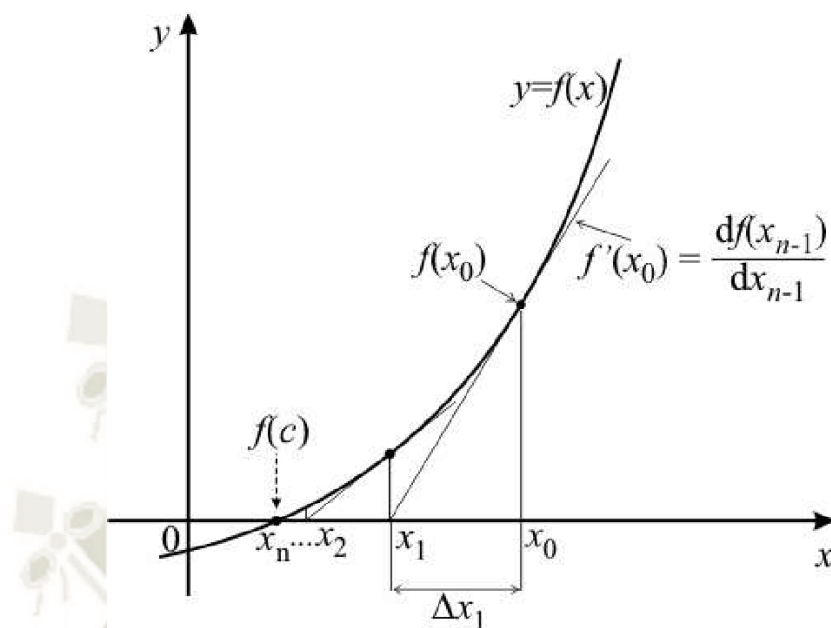


Figura 34: Interpretación geométrica del método de Newton Raphson. Fuente: (UI Islam, 2017)

En el caso de que la función " $f'(x_{n-1})$ " sea igual a cero, la aplicación de este método no sería posible. Ya que esto significaría que la derivada de la función representa una recta horizontal, este hecho causaría que no exista una intersección con el eje en ningún punto.

4.2. Variables de entrada principales del programa.

4.2.1. Variables generales.

- ✓ Tipo de refrigerante: " R_{pf} ".
- ✓ Tipo de partícula en el Condensador: " χ ".
- ✓ Tipo de partícula en el Evaporador: " λ ".
- ✓ Tipo de fluido base en el evaporador: " R_{sf} ".
- ✓ Tipo de fluido base en el condensador: " R_{co} ".
- ✓ Diámetro de nanopartícula: " d_{np} ".
- ✓ Concentración volumétrica de nanopartículas: " φ_{np} ".
- ✓ Grado de subenfriamiento: " ΔT_{sc} ".
- ✓ Grado de sobrecalentamiento: " ΔT_{sh} ".
- ✓ Temperatura del nanofluido a la entrada del condensador: " $T_{co,in,cd}$ ".

- ✓ Temperatura del nanofluido a la entrada del evaporador: " $T_{sf,in,ev}$ ".
- ✓ Diferencia de temperaturas en el condensador: " ΔT_{cd} ".
- ✓ Diferencia de temperaturas en el evaporador: " ΔT_{ev} ".

4.2.2. Variables del compresor.

- ✓ Diámetro del pistón: " d_p ".
- ✓ Desplazamiento del pistón: " \bar{s}_p ".
- ✓ Frecuencia: " H_z ".
- ✓ Numero de polos: " n_{polos} ".
- ✓ Relación de espacio muerto: " \bar{C}_r ".

4.2.3. Variables del condensador.

- ✓ Diámetro interno de la tubería interna: " $d_{in,in,cd}$ ".
- ✓ Diámetro externo de la tubería interna: " $d_{out,in,cd}$ ".
- ✓ Diámetro interno de la tubería externa: " $d_{in,out,cd}$ ".

4.2.4. Variables del evaporador.

- ✓ Diámetro interno de la tubería interna: " $d_{in,in,ev}$ ".
- ✓ Diámetro externo de la tubería interna: " $d_{out,in,ev}$ ".
- ✓ Diámetro interno de la tubería externa: " $d_{out,in,ev}$ ".

4.3. Variables de salida principales del programa.

4.3.1. Variables del compresor.

- ✓ Flujo másico de refrigerante: " \dot{m}_r ".
- ✓ Eficiencia volumétrica: " η_v ".
- ✓ Eficiencia isoentrópica: " η_{iso} ".
- ✓ Capacidad de refrigeración: " Cap ".

- ✓ Trabajo del compresor: " w_{cp} ".
- ✓ Potencia del compresor: " \dot{W}_{cp} ".
- ✓ Potencia eléctrica efectiva: " \dot{E} ".
- ✓ Coeficiente de performance: " COP ".

4.3.2. Variables del condensador.

- ✓ Calor específico del nanofluido en el condensador: " $c_{p,npco}$ ".
- ✓ Flujo másico del nanofluido en el condensador: " \dot{m}_{co} ".
- ✓ Área del condensador: " A_{cd} ".
- ✓ Longitud del condensador: " L_{cd} ".
- ✓ Caída de presión del refrigerante en el condensador: " $\Delta P_{r,cd}$ ".
- ✓ Caída de presión del nanofluido en el condensador: " ΔP_{co} ".

4.3.3. Variables del evaporador

- ✓ Calor específico del nanofluido en el evaporador: " $c_{p,np}$ ".
- ✓ Flujo másico del nanofluido en el condensador: " \dot{m}_{co} ".
- ✓ Área del condensador: " A_{cd} ".
- ✓ Longitud del condensador: " L_{cd} ".
- ✓ Caída de presión del refrigerante en el condensador: " $\Delta P_{r,cd}$ ".
- ✓ Caída de presión del nanofluido en el condensador: " ΔP_{co} ".

4.4. Simulación del coeficiente convectivo de transferencia de calor a lo largo del condensador.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor variará conforme aumente la calidad del vapor, debido al tipo de flujo que se encuentra dentro de la tubería, tal como se menciona en el capítulo III. La correlación de Thome et al. (2003), es la utilizada para encontrar este coeficiente, sin embargo con las ecuaciones descritas en la investigación, es posible hallar solo un punto en particular que dependerá de la calidad de vapor y la velocidad másica. Por esta razón es que se decidió realizar una función que permita encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor a lo largo de la tubería del condensador, hallando el valor promedio mediante la siguiente ecuación:

$$\bar{\alpha}_{tp,cd} = \sum (f(x_i) \cdot \Delta x_i) \quad (4.2)$$

Donde el valor del intervalo " Δx_i " se obtiene mediante:

$$\Delta x_i = \frac{\Delta x}{n_{interv}} \quad (4.3)$$

La función " $f(x_i)$ " representa a la ecuación para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona bifásica del condensador desarrollada por (Thome et al., 2003).

$$f(x_i) = \left(\frac{\alpha_{r,filmm} \cdot \left(\frac{d_{e,cd}}{2}\right) \cdot \theta + (2 \cdot \pi - \theta) \cdot \left(\frac{d_{e,cd}}{2}\right) \cdot \alpha_{r,conv}}{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{e,cd}}{2}\right)} \right) \quad (4.4)$$

Para una mayor exactitud en la aplicación de este método debemos encontrar el valor medio de cada intervalo con la siguiente ecuación:

$$x_i = \left(\frac{n_{interv} - i}{n_{interv}} \right) + \left(\frac{\Delta x_i}{2} \right) \quad (4.5)$$

La función realizada en esta simulación permite que el valor de "i" aumente en una unidad, y se detendrá solo cuando alcance el valor del número de intervalos indicado. Finalmente la división en intervalos para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor se puede apreciar en la figura 35.

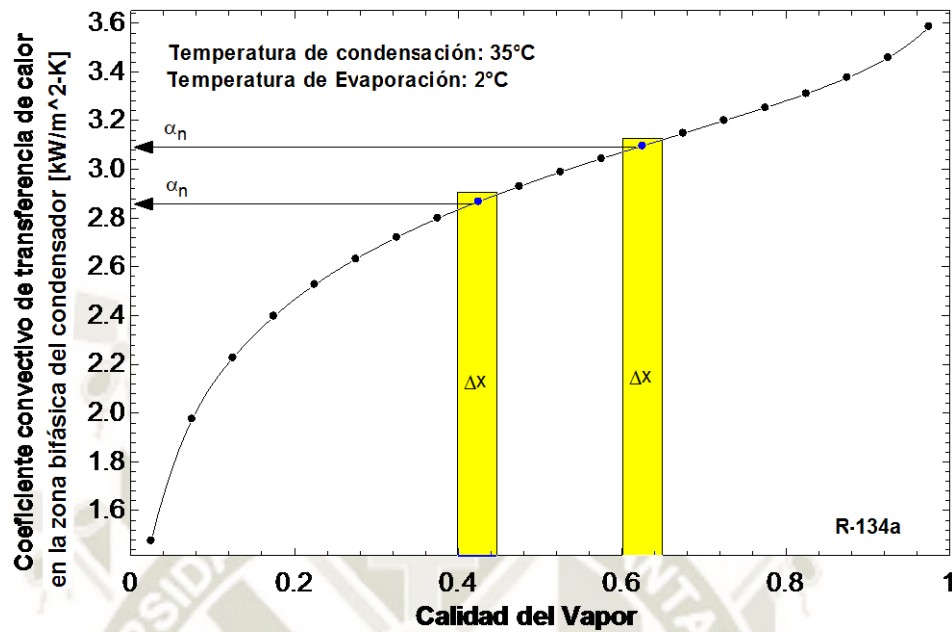


Figura 35: Método de división en intervalos para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el condensador. Fuente: Propia.

El valor promedio del coeficiente convectivo de transferencia de calor en zona bifásica, resulta más exacto con el aumento del número de intervalos, tal como se muestra en la figura 36. Además, se observa que partir de 20 intervalos, el valor de este coeficiente permanece casi constante.

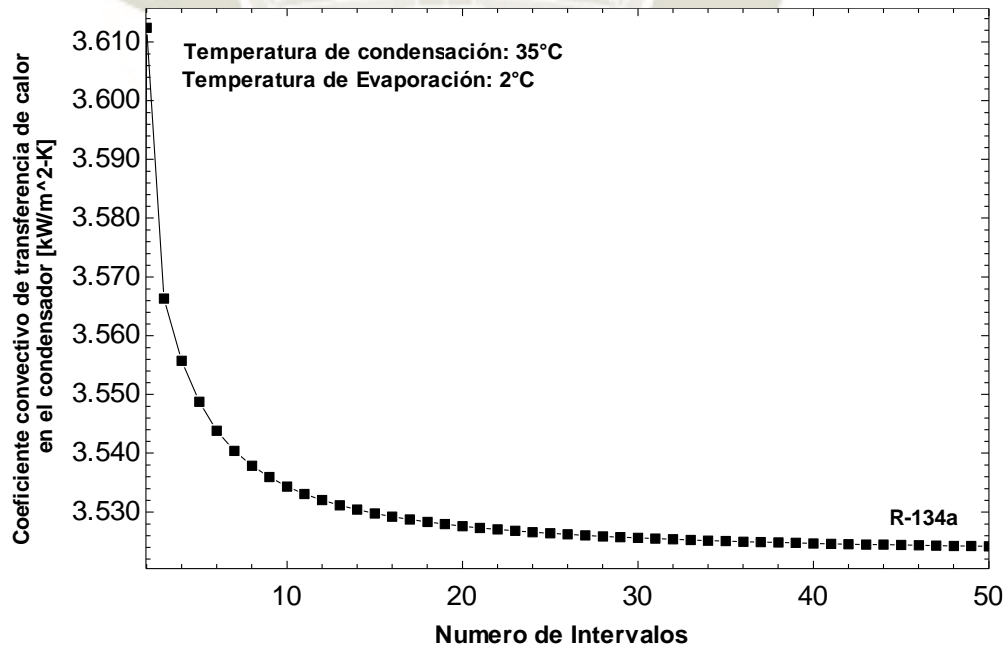


Figura 36: Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el condensador vs Numero de intervalos. Fuente: Propia.

4.5. Simulación del coeficiente convectivo de transferencia de calor a lo largo del evaporador.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor en el evaporador se obtiene mediante la correlación de Gungor & Winterton. (1986). Al igual en que el condensador, se decidió utilizar el método de intervalos para obtener el valor promedio de este coeficiente mediante la ecuación:

$$\bar{\alpha}_{tp,cd} = \sum (f(x_i) \cdot \Delta x_i) \quad (4.6)$$

La función para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor, es igual a:

$$f(x_i) = \alpha_{nuc,bo} + \alpha_{convec} \quad (4.7)$$

Donde el valor del intervalo " Δx_i " se obtiene mediante:

$$\Delta x_i = \frac{\Delta x}{n_{interv}} \quad (4.8)$$

La variación de la calidad del vapor " Δx " no será de 1, debido a que la entalpia al ingreso del evaporador es igual la entalpia a la salida del condensador después del subenfriamiento. Finalmente, la división en intervalos para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el evaporador se puede observar en la figura 37.

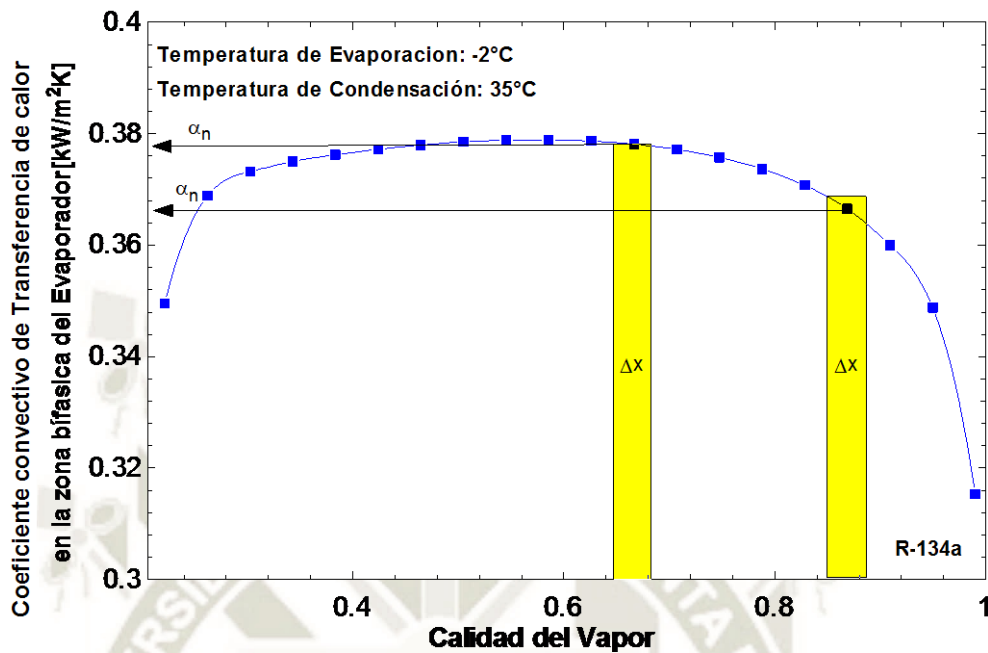


Figura 37: Método de división en intervalos para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el evaporador. Fuente: Propia.

Al igual que en el condensador, la precisión al momento de encontrar el valor promedio del coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona bifásica del evaporador, se incrementará mientras aumenta el número de intervalos en la simulación. Este hecho se confirma en la figura 38.

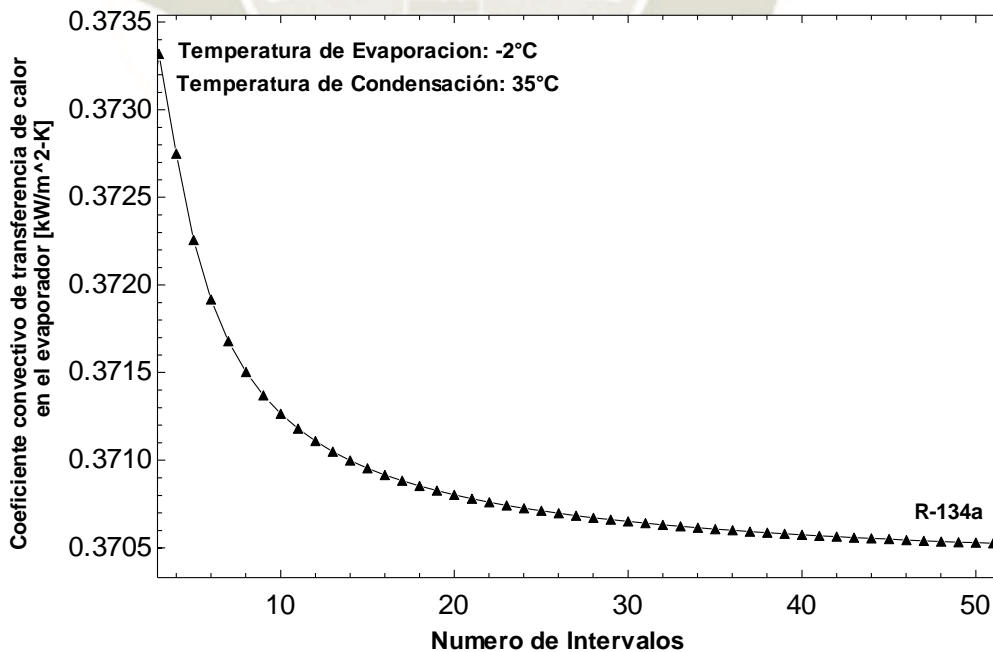


Figura 38: Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el evaporador vs Numero de intervalos. Fuente: Propia.

4.5.1. Distribución del programa

La cantidad de ecuaciones que tiene el programa es de 296 con el mismo número de variables como se observa en la figura 39, distribuidas automáticamente por el programa en 145 bloques, los cuales se resuelven de manera ordenada.

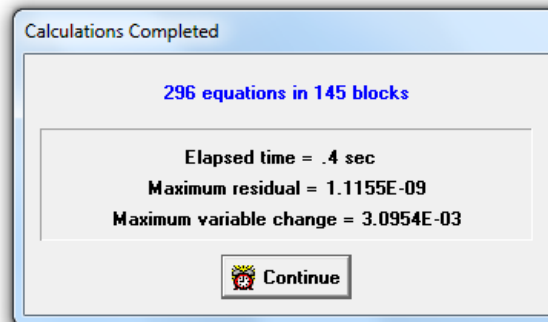


Figura 39: Número de ecuaciones y variables del programa. Fuente: Propia.

CAPITULO V: RESULTADOS

5.1. Análisis y comparación de resultados

En esta simulación se consideró analizar los parámetros de funcionamiento que son más importantes dentro de un sistema de refrigeración por compresión de vapor y las propiedades de los nanofluidos que se utilizaron, como:

- Parámetros de funcionamiento del compresor utilizado, dentro de los cuales se incluyen la potencia del compresor, eficiencia volumétrica, capacidad de refrigeración, coeficiente de performance (COP), y flujo másico de refrigerante.
- Propiedades de los nanofluidos que incluyen, la conductividad térmica, densidad, viscosidad, número de Nusselt.
- Las áreas y longitudes en el evaporador y el condensador con el uso de nanofluidos de fluidos base, agua y etilenglicol.
- Caída de presión del refrigerante.
- Caída de presión del nanofluido.

Los resultados obtenidos en esta simulación serán comparados con otros encontrados en la literatura.

5.2. Variables

5.2.1. Temperaturas de Evaporación y Condensación.

Gran parte de los resultados referentes al compresor, están dados por las temperaturas de evaporación y condensación, esto con la finalidad de poder compararlos con otros resultados mostrados en distintos libros y literatura disponible.

5.2.2. Tipo de Fluido Base.

Esta simulación, contará con dos tipos de fluidos base, agua y etilenglicol, para ambos nanofluidos se analizarán los mismos parámetros descritos en la sección 5.1, las propiedades de estos dos fluidos se muestran en la tabla 5.

Tabla 5: Propiedades de los fluidos base. Fuente: (Patel et al., 2010).

Material	Temperatura °C	Conductividad Térmica [W/m-K]	Densidad [kg/m ³]	Calor Específico [J/kg-K]
Agua	30	0.6155	995.7	4176,74
Etilenglicol	30	0.2524	1109	2426.35

5.2.3. Tipo de nanopartícula.

En la simulación del sistema de refrigeración se utilizó 5 tipos de nanopartículas, las cuales se detallan a continuación:

- Cobre (Cu)
- Alúmina u Óxido de aluminio (Al₂O₃)
- Óxido de Cobre (CuO)
- Óxido de Titanio (TiO₂)
- Nanotubos de Carbono (NTC)

Las propiedades termofísicas de estas nanopartículas con las cuales se trabajó la simulación, se detallan en la tabla 6.

Tabla 6: Propiedades de las nanopartículas. Fuente: (Patel et al., 2010; Sharma et al., 2012)

Material	Temperatura °C	Conductividad Térmica [W/m-K]	Densidad [kg/m ³]	Calor Específico [J/kg-K]
Cu	20-60	383	8954	386
Al ₂ O ₃	20-60	36	3880	773
CuO	20-60	18	6350	535
TiO ₂	20-60	8.4	4175	692
NTC	20-60	3000	2100	700

5.2.4. Tamaño de nanopartícula.

En esta simulación se consideró el uso de nanopartículas cuyos diámetros varían desde 15 a 50 nm, debido a que son valores muy utilizados en diversos estudios encontrados en la literatura y se encuentran dentro de los valores permitidos por las ecuaciones de Patel et al. (2010) y Thang et al. (2015).

5.2.5. Temperatura del nanofluido.

La temperatura del nanofluido se considera un variable muy importante a analizar, sobre todo para las partículas de Cu, CuO, Al₂O₃ y TiO₂, debido a que dependen en gran medida de la temperatura del nanofluido, la variación de la temperatura utilizada en la simulación fue de 0 a 15°C.

5.2.6. Concentración volumétrica de nanopartículas.

En este estudio, se simularán concentraciones volumétricas que variarán entre 0.1% a 2%, esto debido a los estudios encontrados en la literatura para los nanotubos de carbono, no exceden este porcentaje de concentración volumétrica. Además, se cumple con el rango de aplicación de las correlaciones de Patel et al. (2010) y Thang et al. (2015).

5.3. Descripción del sistema propuesto.

Se utilizó un compresor de marca Embraco, modelo EMT37HDP, el cual se muestra en la figura 40, con una designación comercial de 1/8 HP, las características completas de este compresor se encuentra en la ficha técnica adjunta en la sección de anexos.



Figura 40: Compresor Embraco EMT 37 HDP. Fuente: ("Embraco | Catalogue," 2018)

Datos del Sistema:

- ✓ Tipo de Refrigerante: R-134a.
- ✓ Presión Atmosférica: 101.3 [Kpa].
- ✓ Temperatura de sobrecalentamiento: 5 [°C].
- ✓ Temperatura de subenfriamiento: 5 [°C].
- ✓ Intervalos para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el evaporador y condensador: 20.

Datos del Compresor:

- ✓ Diámetro del pistón: 0.019 [m]
- ✓ Desplazamiento del pistón: 0.012 [m]
- ✓ Numero de Cilindros: 1
- ✓ Frecuencia: 60 [Hz]
- ✓ Relación de espacio muerto: 3%
- ✓ Voltaje: 220 [V]
- ✓ Numero de Polos: 2

Datos del condensador:

- ✓ Temperatura de ingreso del nanofluido en el condensador: 25 [°C]
- ✓ Diferencia de temperatura entre el nanofluido de ingreso y el refrigerante en la entrada del condensador: 25.47 [°C]
- ✓ Diámetro interno de la tubería interna del condensador: 0.019939 [m] - Tubería Tipo L ASTM B88.
- ✓ Diámetro externo de la tubería interna del condensador: 0.022225[m] - Tubería Tipo L ASTM B88.
- ✓ Diámetro interno de la tubería exterior del condensador: 0.026035[m] - Tubería Tipo L ASTM B88.

Datos del evaporador:

- ✓ Temperatura de ingreso del nanofluido en el evaporador: 12 [°C]
- ✓ Temperatura de salida del fluido secundario en el evaporador: 5 [°C]
- ✓ Diámetro interno de la tubería interna del evaporador: 0.019939 [m] - Tubería Tipo L ASTM B88.
- ✓ Diámetro externo de la tubería interna del evaporador: 0.022225[m] - Tubería Tipo L ASTM B88.
- ✓ Diámetro interno de la tubería exterior del evaporador: 0.026035[m] - Tubería Tipo L ASTM B88.

Datos del Nanofluido:

- ✓ Tipo de Nanopartícula: Cu, CuO, Al₂O₃, TiO₂ y NTC.
- ✓ Tipo de Fluido Base: Agua y Etilenglicol.
- ✓ Diámetro de Nanopartícula: 20 [nm]

5.4. Simulación del sistema propuesto

5.4.1. Compresor.

Las curvas obtenidas para el compresor muestran tendencias muy similares a los resultados mostrados por Dincer & Kanoglu. (2011); Stoecker. (1998) y Stoecker & Saiz Jabardo. (2002).

La figura 41 muestra un aumento de la potencia de compresión cuando la temperatura de evaporación se incrementa. Además, existe mayor potencia de compresión cuando la temperatura de condensación crece, manteniendo constante la temperatura de evaporación, esto se debe a que el compresor es más eficiente cuando la presión de condensación es baja y la presión de evaporación es alta.

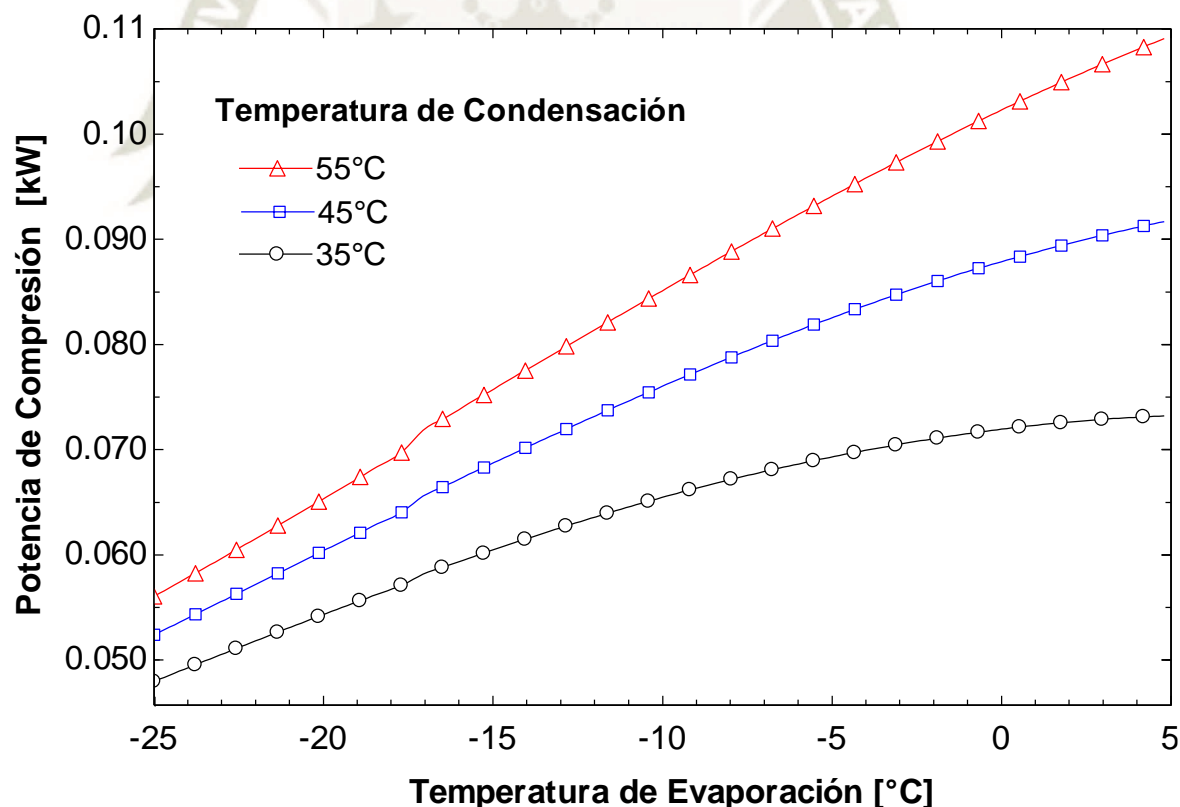


Figura 41: Gráfico de Potencia de Compresión vs Temperatura de Evaporación. Fuente: Propia

Dincer & Kanoglu. (2011), señalan que el uso de un evaporador y condensador más grande a menudo significa que se puede usar un compresor más pequeño y que se reduce los costos de funcionamiento. Además, el beneficio adicional es que el compresor será más confiable porque no tiene que trabajar en exceso y funciona con temperaturas de descarga más bajas.

La figura 42 muestra la variación del trabajo de compresión cuando aumenta la temperatura de evaporación. De esta gráfica podemos analizar que el trabajo de compresión disminuye cuando aumenta la temperatura de evaporación y se mantiene constante la temperatura de condensación. Esto debido a que el flujo másico de refrigerante aumenta conforme se incrementa la temperatura de evaporación, tal como se muestra en la figura 43.

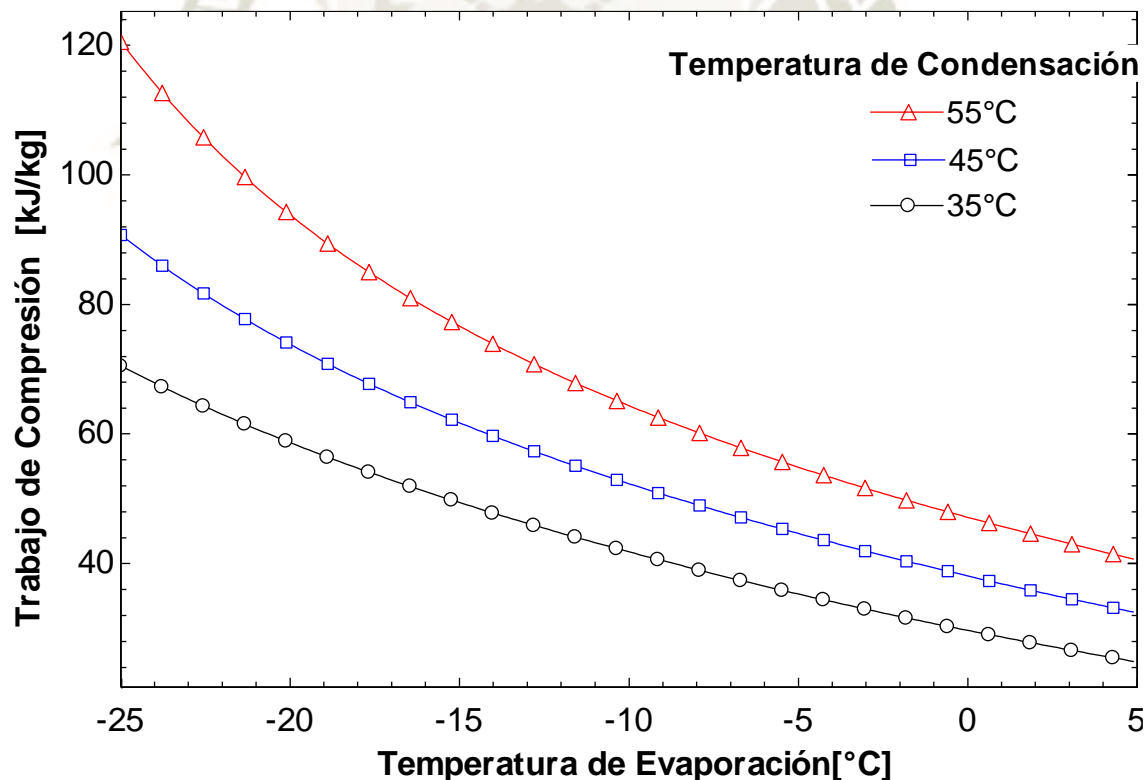


Figura 42: Trabajo de Compresión vs Temperatura de evaporación Fuente: Propia.

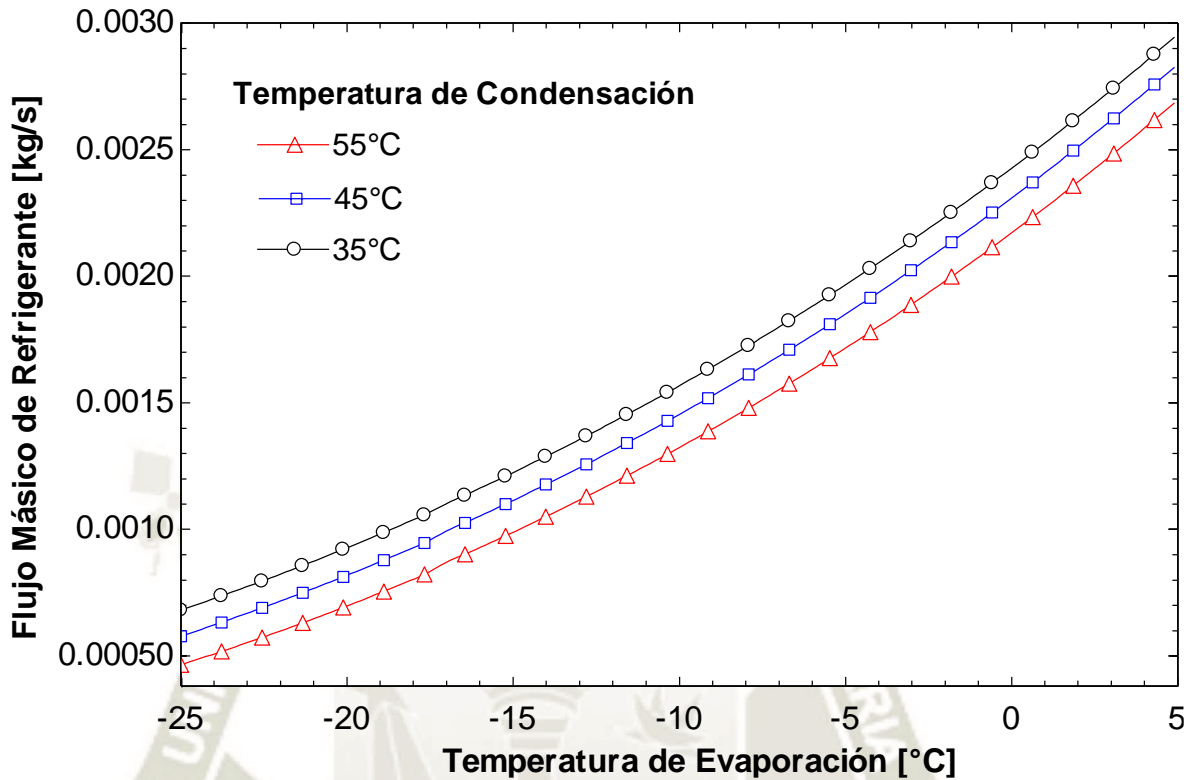


Figura 43: Flujo másico de refrigerante vs Temperatura de evaporación. Fuente: Propia

La capacidad de refrigeración es un parámetro importante a analizar. Como se muestra en la figura 44, la capacidad de refrigeración disminuye a medida que la temperatura de condensación aumenta y se mantiene la temperatura de evaporación constante. Sin embargo, la reducción de la capacidad de refrigeración es mayor cuando se varía la temperatura del evaporador. Esto se debe a que la temperatura de evaporación ejerce un efecto considerable sobre el volumen específico que entra en el compresor.

La figura 45 por otro lado muestra, que la eficiencia volumétrica aumenta cuando se incrementa la temperatura de evaporación y se mantiene constante la temperatura de condensación, esto se debe a que la relación de presiones aumenta provocando que la eficiencia volumétrica disminuya considerablemente tal como se muestra en la figura 46. Stoecker & Saiz Jabardo. (2002), atribuyen esta característica a que el pistón deberá hacer un mayor desplazamiento hasta alcanzar la presión de aspiración necesaria.

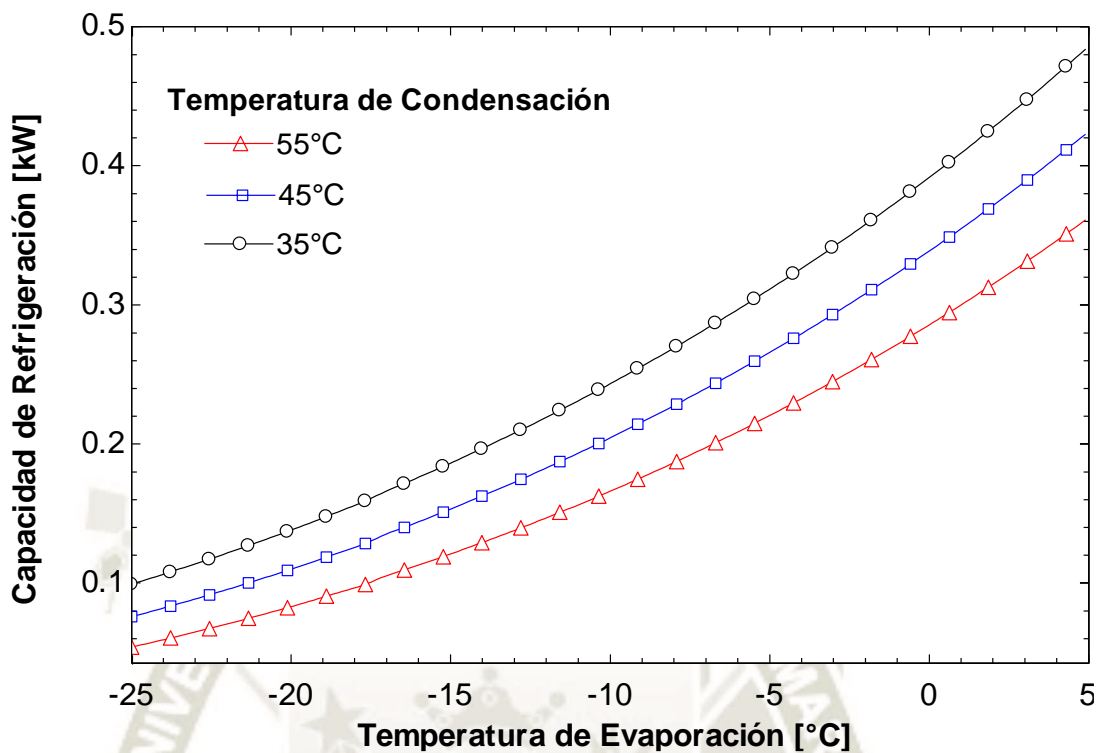


Figura 44: Capacidad de Refrigeración vs Temperatura de Evaporación Fuente: Propia

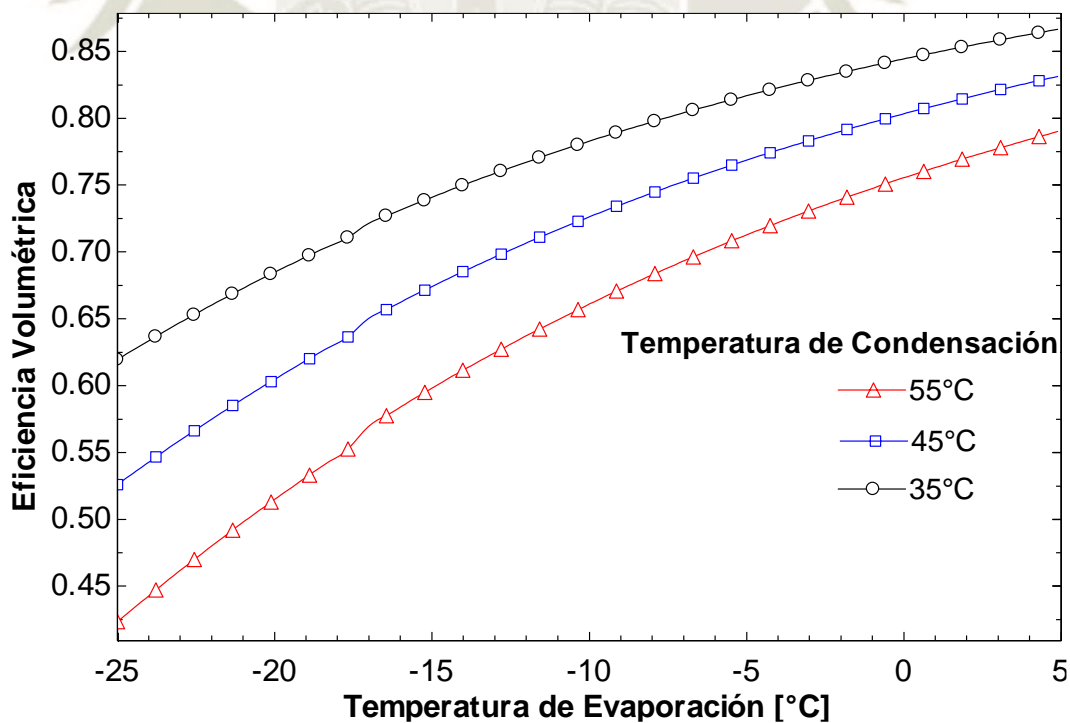


Figura 45: Eficiencia Volumétrica vs Temperatura de Evaporación Fuente: Propia

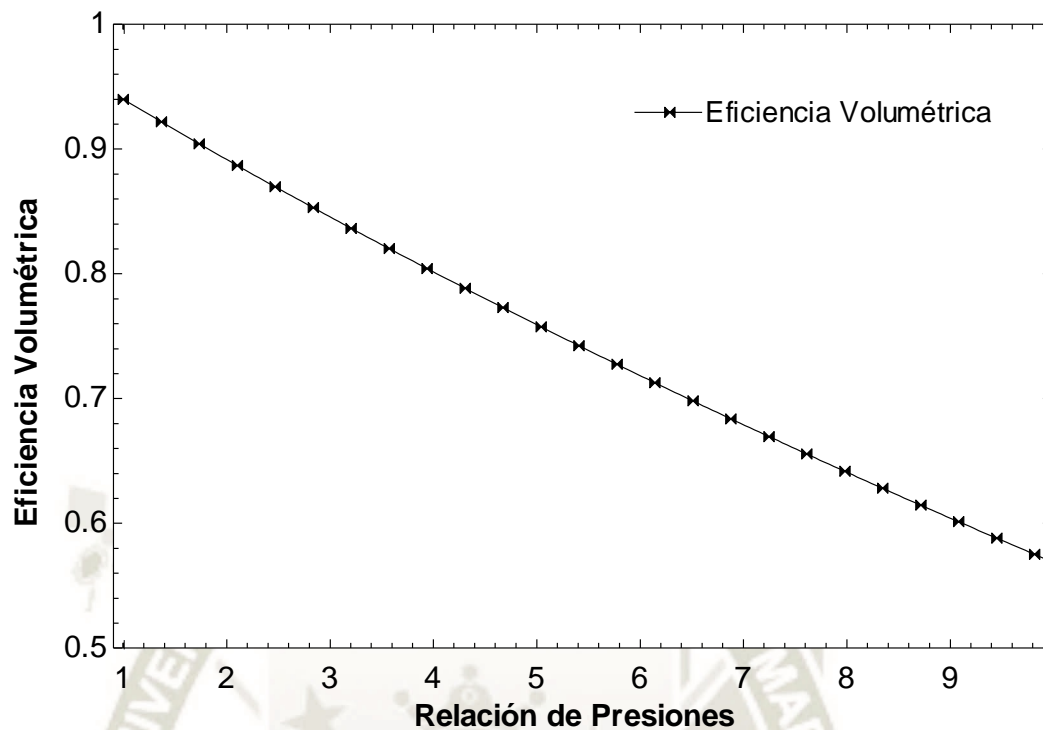


Figura 46: Eficiencia Volumétrica vs Relación de Presiones Fuente: Propia

La figura 47 muestra la potencia eléctrica del compresor, obteniendo una tendencia similar a la conseguida en el estudio desarrollado por Klein & Reindl. (1999) para compresores recíprocos o de pistón, en el que se considera una eficiencia global de 60%. En esta gráfica se puede observar claramente un aumento de la potencia eléctrica del compresor al incrementarse la temperatura de condensación y manteniendo constante la temperatura de evaporación.

El COP (Coeficiente de Performance) disminuye con el aumento de la temperatura de condensación y crece con el aumento de la temperatura de evaporación, este hecho se observa en las figuras 48 y 49 respectivamente. Estos resultados muestran una tendencia similar a las curvas obtenidas por Stoecker. (1998).

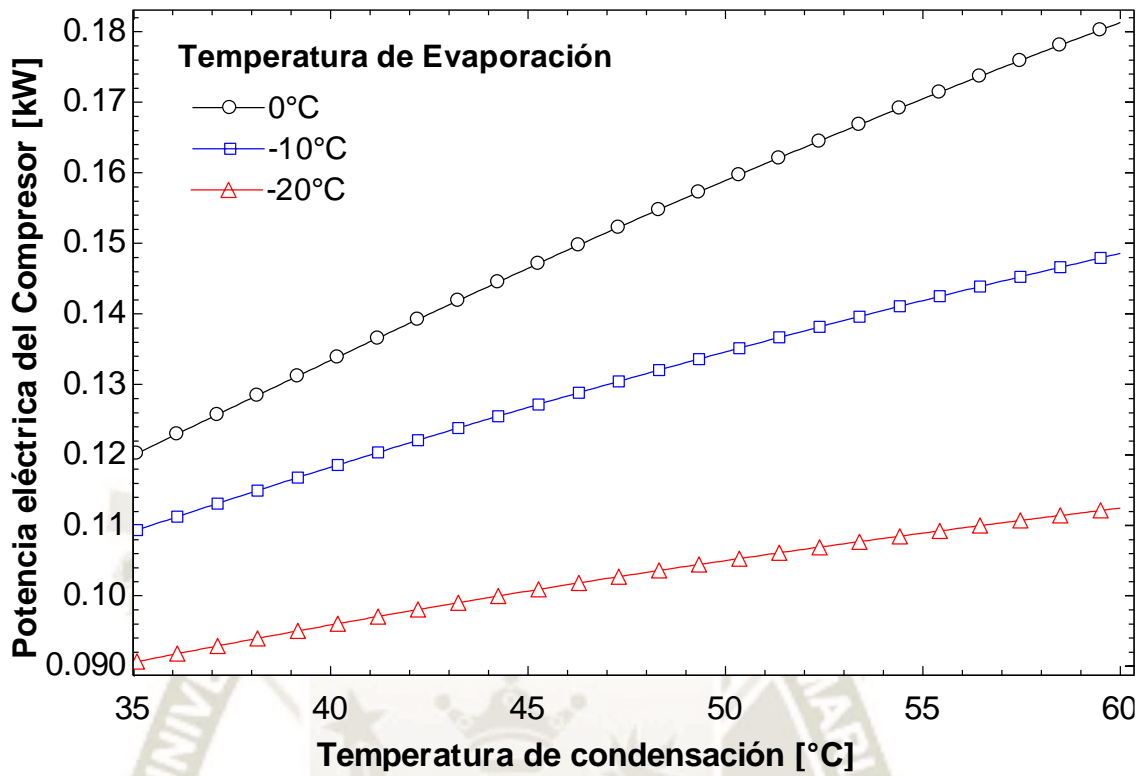


Figura 47: Potencia de Compresión vs Temperatura de Condensación Fuente: Propia.

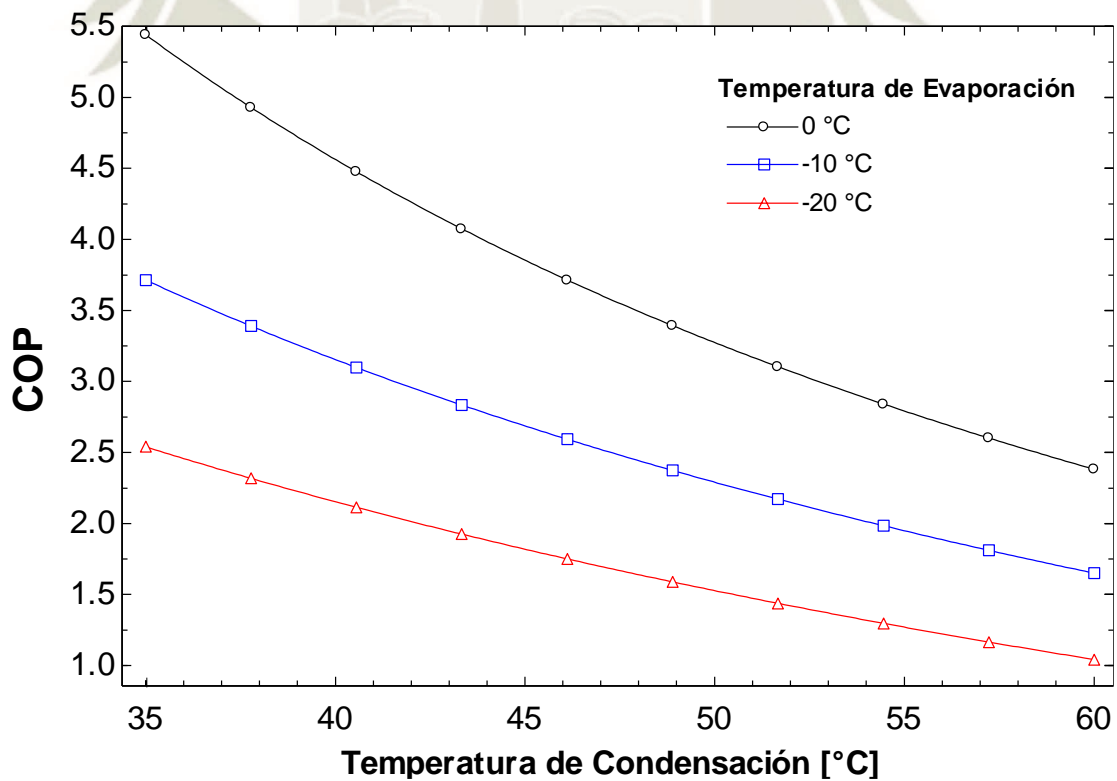


Figura 48: COP vs Temperatura de Condensación. Fuente: Propia.

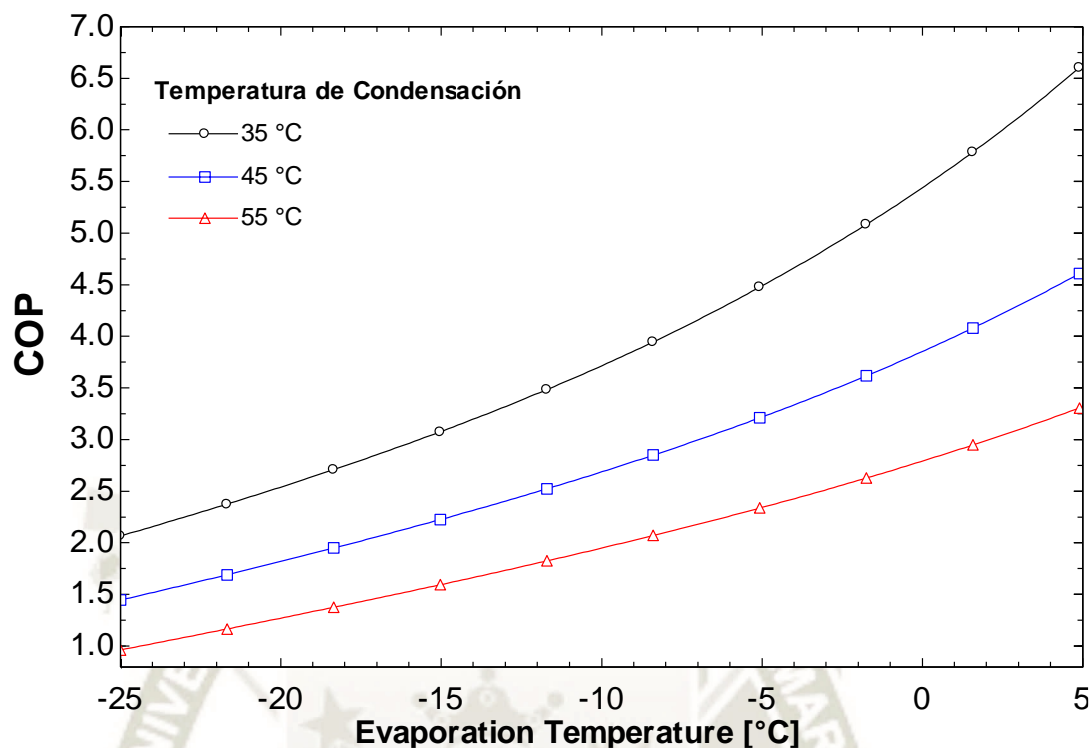


Figura 49: COP vs Temperatura de Evaporación. Fuente: Propia.

5.4.2. Evaporador.

En la figura 50 se muestra la distribución de áreas en escala logarítmica, para poder apreciar con mayor detalle la distribución de áreas en el evaporador, usando el nanofluido compuesto por NTC – Agua a diferentes temperaturas de evaporación, tanto en la zona bifásica, zona de sobrecalentamiento, y la suma de estos dos valores que representa el área total del evaporador.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor a lo largo del condensador se muestra en la figura 51. Estos resultados dependerán de la calidad del vapor del refrigerante (R134a) en la zona bifásica, y se obtienen a partir de la ecuación 3.104 desarrollada por Gungor & Winterton. (1986).

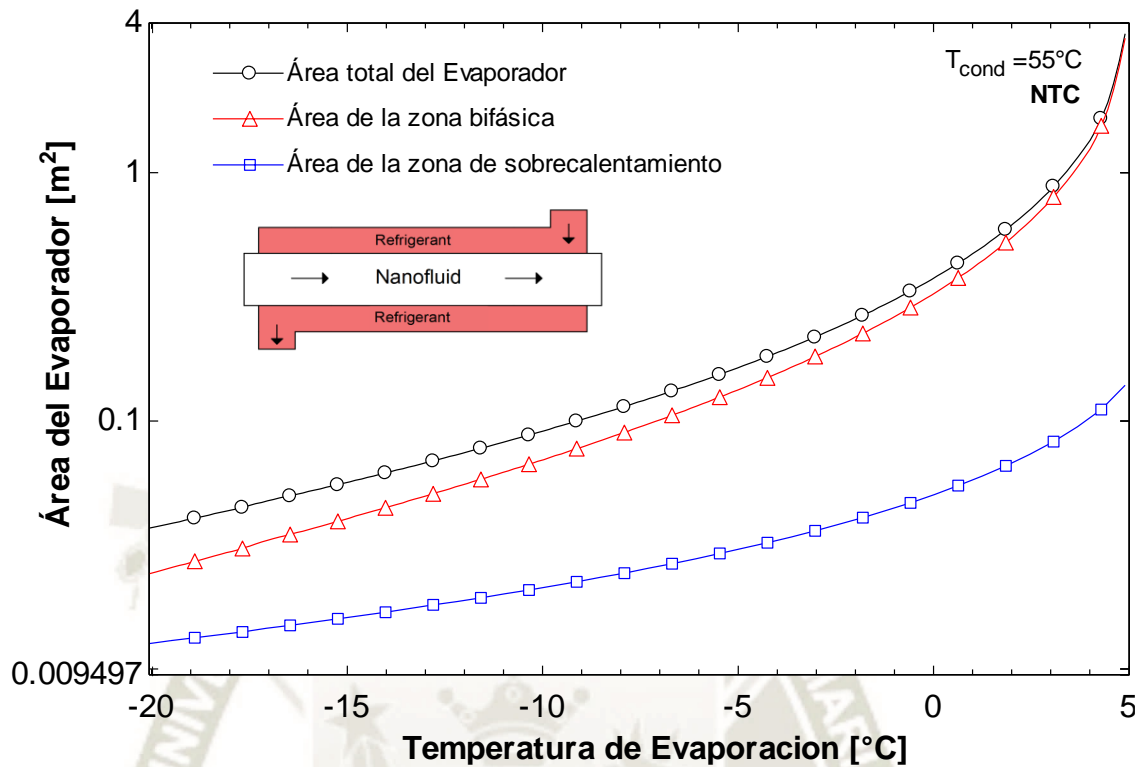


Figura 50: Área del evaporador vs Temperatura del Evaporador. Fuente: Propia.

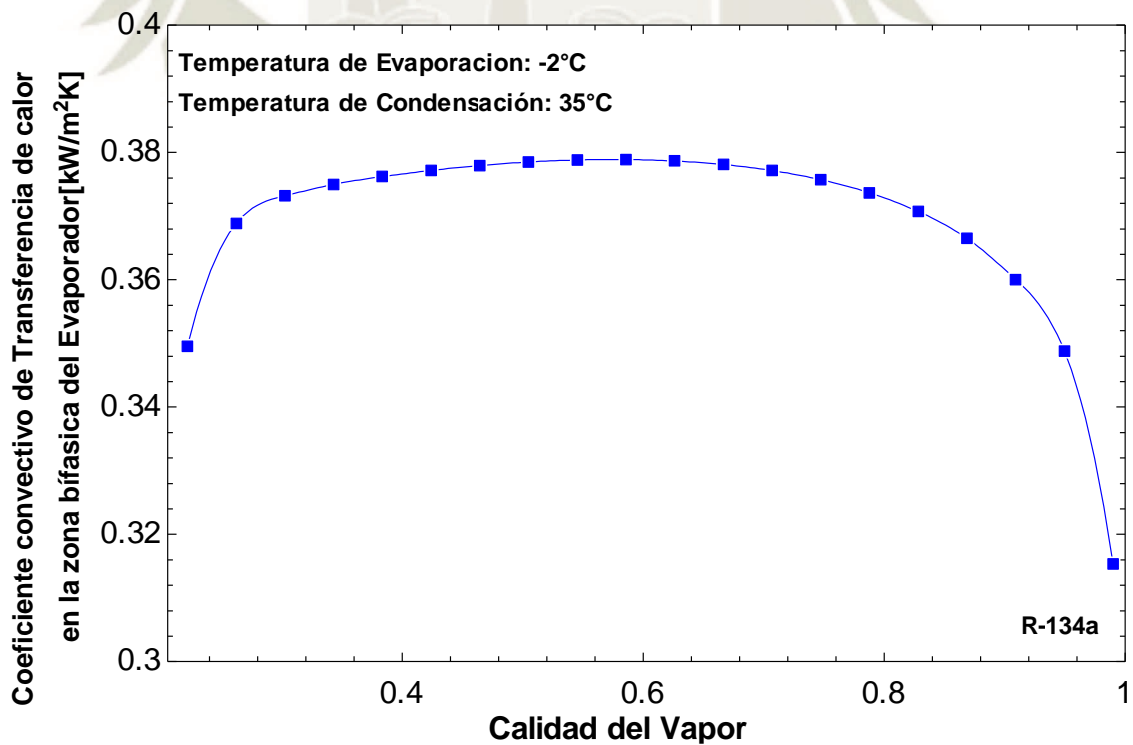


Figura 51: Coeficiente convectivo de transferencia de calor vs Calidad del Vapor. Fuente: Propia.

5.4.3. Condensador.

La figura 52 muestra las áreas de las diferentes zonas que componen al condensador para el nanofluido NTC-Agua, en ella se aprecia una disminución del área bifásica y de subenfriamiento conforme aumenta la temperatura de condensación. El área total del condensador es igual a la suma de todas las áreas distribuidas por zonas.

En general el área total del condensador muestra una tendencia a disminuir cuando se incrementa la temperatura de condensación, esto se debe a la diferencia de temperatura media logarítmica con que se trabaja en el método multizonas.

En la figura 53 se observa la variación del coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona bifásica del condensador en función de la calidad de vapor del refrigerante, estos valores se obtienen mediante la ecuación 3.65 desarrollada por Thome et al. (2003). La tendencia de la curva mostrada es similar a la que obtuvo Valdez. (2009).

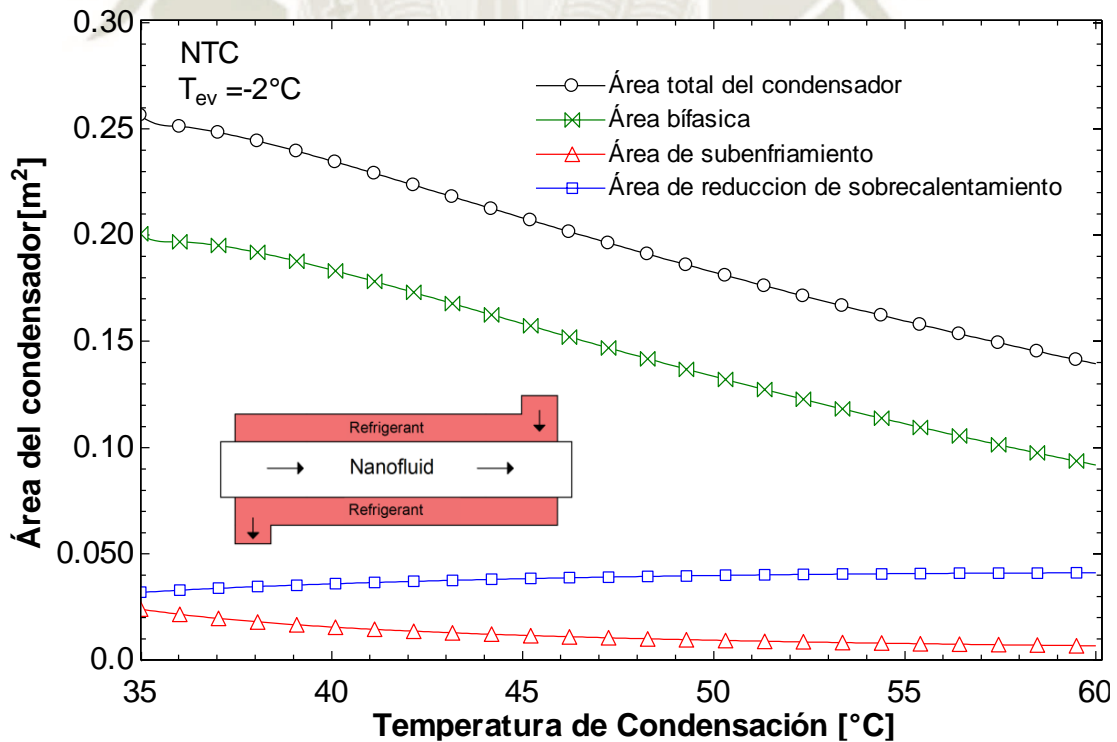


Figura 52: Área del condensador vs Temperatura de Condensación. Fuente: Propia.

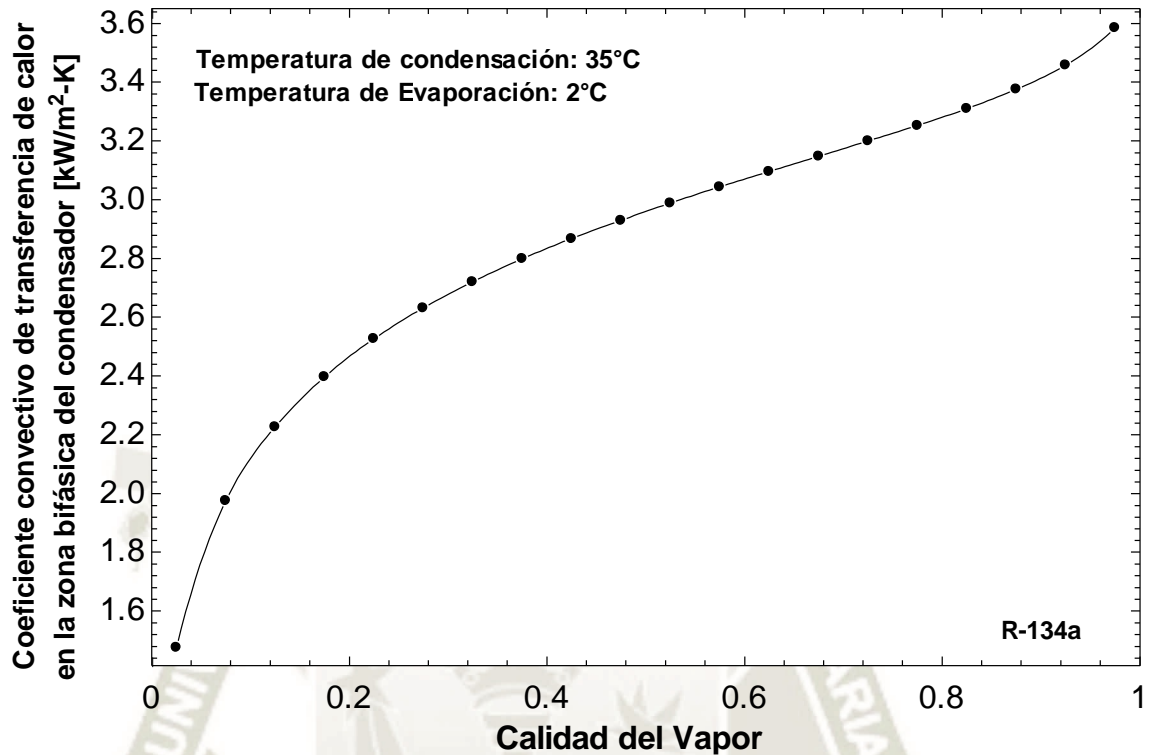


Figura 53: Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el condensador. Fuente: Propia.

5.4.4. Propiedades de los Nanofluidos.

En esta sección se mostrarán los resultados obtenidos para las propiedades de los nanofluidos con los cuales se trabajó la simulación del sistema de refrigeración por compresión de vapor. Estos nanofluidos son analizados con agua y etilenglicol como fluidos base.

En la tabla 6 se observan las propiedades de las nanopartículas con las cuales se trabajó la simulación del sistema.

La figura 54 muestra el aumento de la conductividad térmica del agua cuando se incrementa la concentración volumétrica de nanopartículas, estos resultados se obtienen a partir de las correlaciones de H E. Patel et al. (2010) y Thang et al. (2015) descritas en el capítulo III. Se observa claramente que existe una mayor conductividad térmica cuando se usa nanotubos de carbono.

Al 2% de concentración volumétrica se observa una amplia diferencia entre el nanofluido compuesto por nanotubos de carbono en comparación con el nanofluido más cercano, el cobre. Además, es importante señalar que el nanofluido compuesto por alúmina posee mayor conductividad térmica que otros nanofluidos como, el óxido de cobre y el óxido de titanio

Estos resultados muestran una tendencia similar a los mostrados en estudios como los de Corcione. (2011) y Sharma et al. (2012). Sin embargo disienten de los resultados obtenidos en la investigación de Valdez. (2009), donde los nanofluidos compuestos por óxidos de cobre y aluminio poseen un mayor conductividad térmica que el nanofluido compuesto por alúmina, esto se debe a las diferencias entre ambas correlaciones, y más aún porque utiliza una constante diferente para cada tipo de nanofluido tomando como referencia principal a la mezcla Al_2O_3 /Agua.

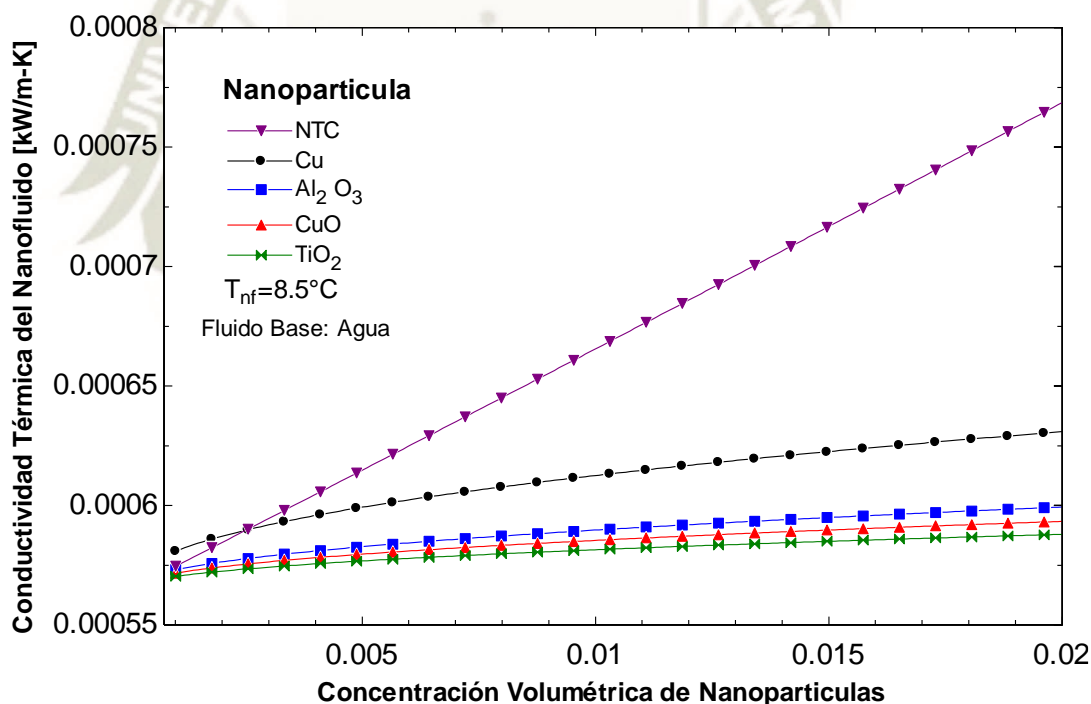


Figura 54: Conductividad Térmica del Nanofluido. Fuente: Propia.

El aumento de la conductividad térmica del agua al 2% de concentración volumétrica de NTC¹ es de casi 36%. El cobre en estas mismas condiciones solo aumenta la conductividad térmica en un 10% tal como se muestra en la figura 55.

¹ Considerando una conductividad Térmica de los NTC de 3000 W/m-K

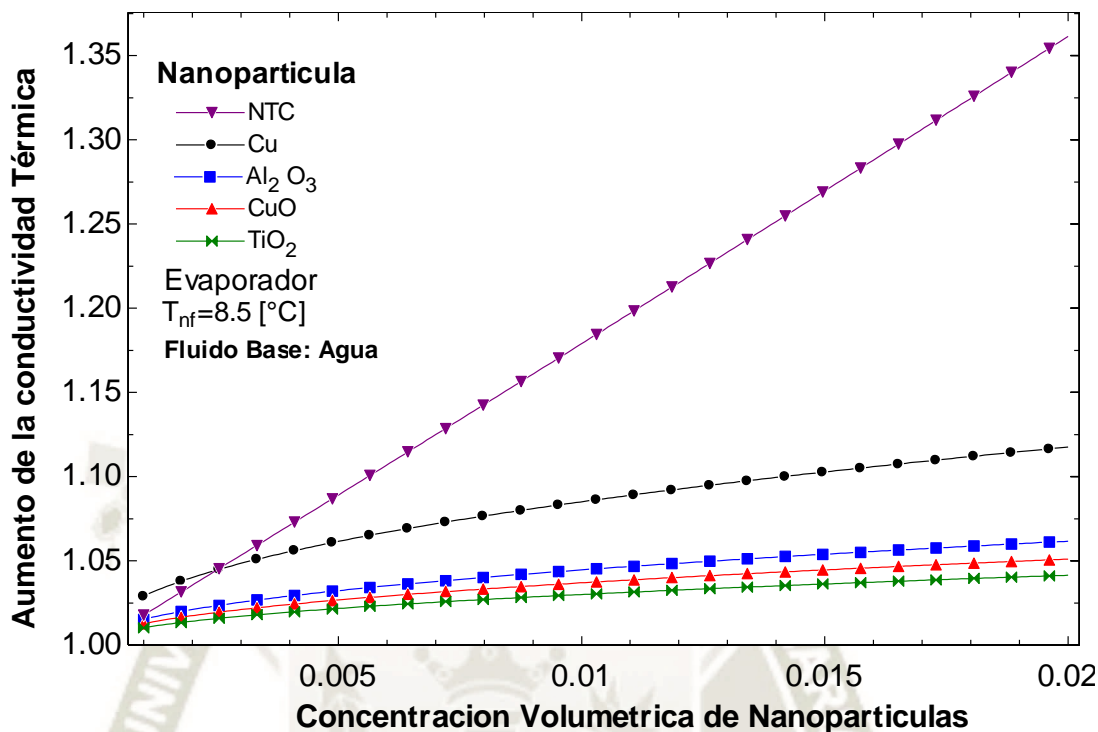


Figura 55: Aumento de la conductividad térmica vs Concentración volumétrica de nanopartículas. Fuente: Propia

La figura 56 muestra la conductividad térmica del nanofluido con base etilenglicol, en función de la concentración volumétrica de nanopartículas (0.1-2%). Al igual que los resultados mostrados en la figura 54 se observa una mayor conductividad térmica cuando se utiliza nanotubos de carbono.

La mejora de la conductividad térmica para los nanofluidos con base agua y etilenglicol trabajando con nanotubos de carbono se muestra en la figura 57. Se puede observar que existe un mayor incremento de la conductividad térmica del nanofluido compuesto por nanotubos de carbono, cuando se usa etilenglicol como fluido base, llegando a casi un 97% de mejora al 2 % de concentración volumétrica, en comparación con el 36% que se obtiene con el agua como fluido base, lo que confirma resultados desarrollados en estudios previos como el de Thang et al., (2015).

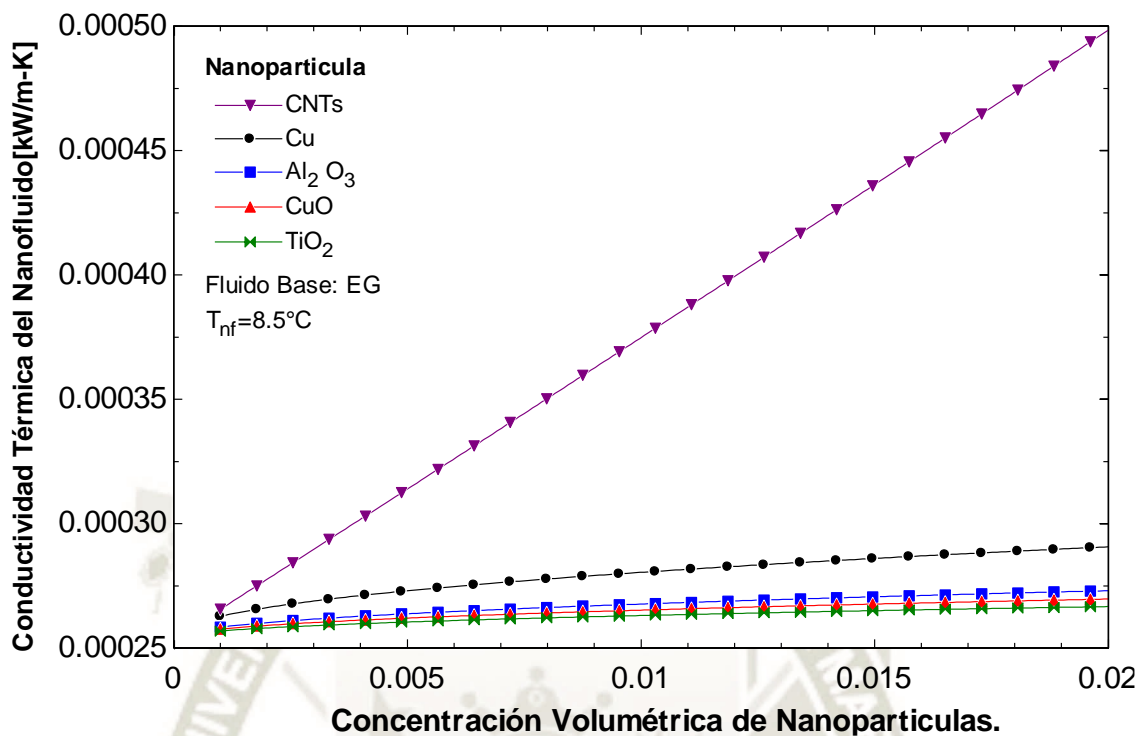


Figura 56: Conductividad Térmica del nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas.
Fuente: Propia

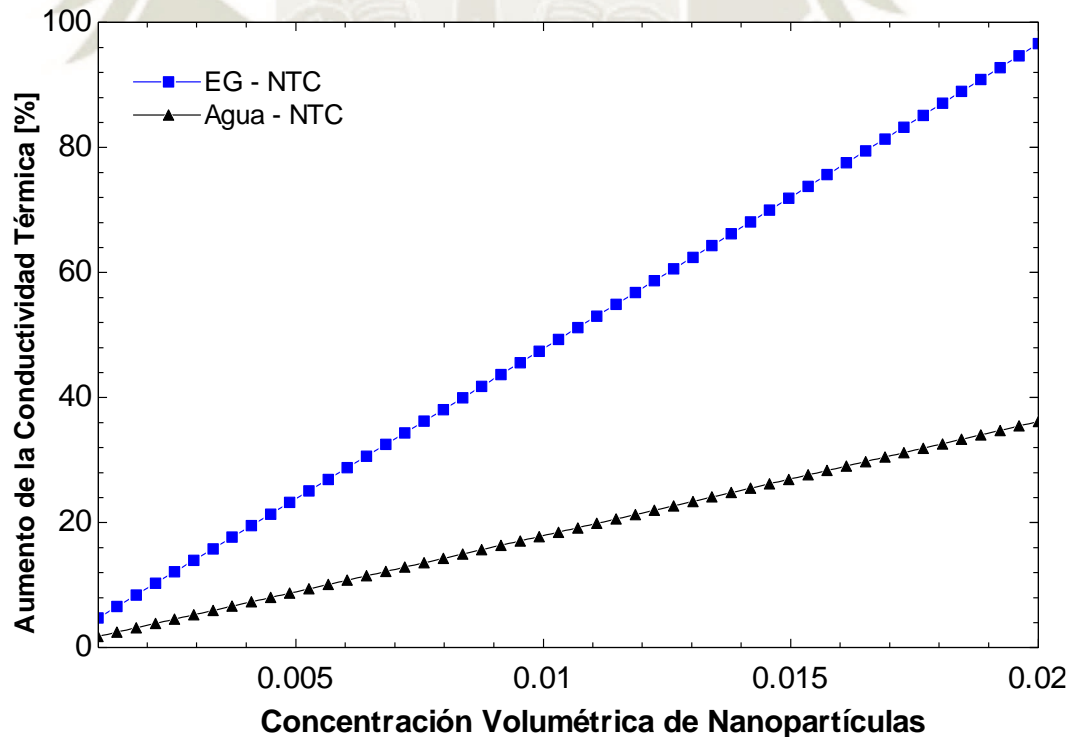


Figura 57: Aumento de la conductividad Térmica vs Concentración volumétrica de Nanopartículas.
Fuente: Propia.

La figura 58 y 59 muestran la viscosidad del nanofluido con agua y etilenglicol como fluidos base respectivamente.

En el caso exclusivo de los nanotubos de carbono, se consideró trabajar con la correlación de Timofeeva et al. (2009), debido a la forma cilíndrica que posee, tal como se detalla en el capítulo III. La viscosidad en el caso de las nanopartículas metálicas (Cu) y óxidos metálicos (Al_2O_3 , CuO , TiO_2), es igual en todos los casos, mostrando un aumento de 5% para una concentración volumétrica de 2% para agua y etilenglicol. Sin embargo, para los nanotubos de carbono existe un aumento de la viscosidad mucho mayor llegando a casi un 61%.

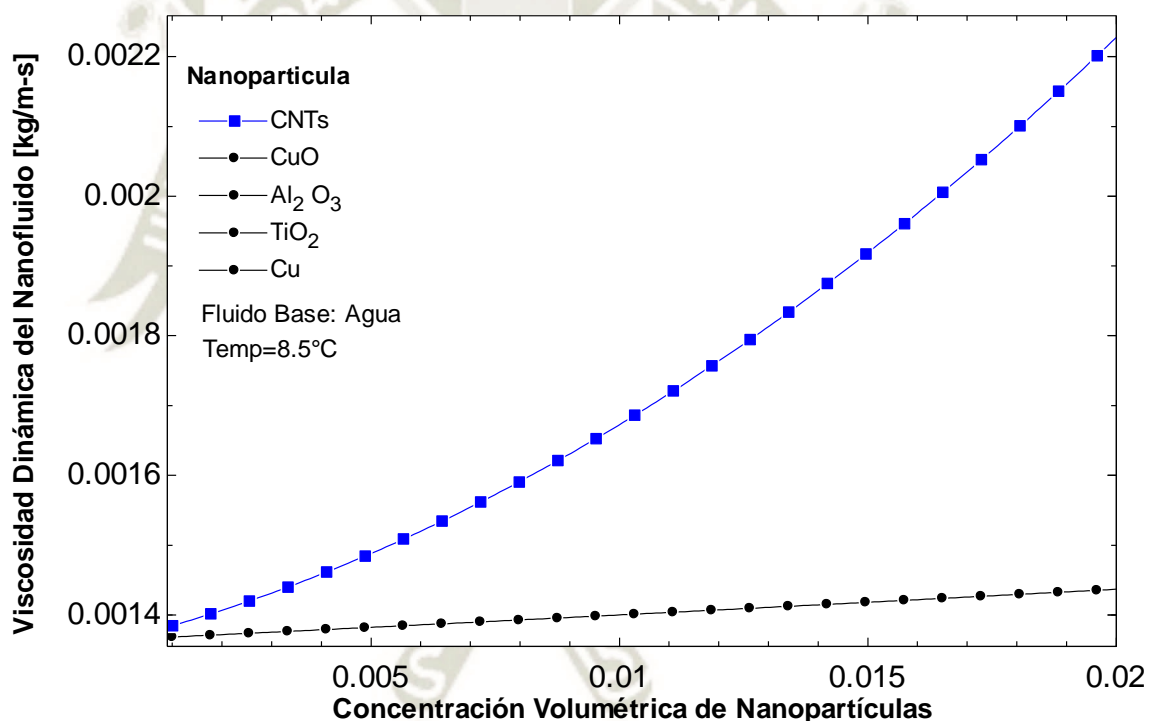


Figura 58: Viscosidad Dinámica del nanofluido v Concentración Volumétrica de Nanopartículas.
Fuente: Propia.

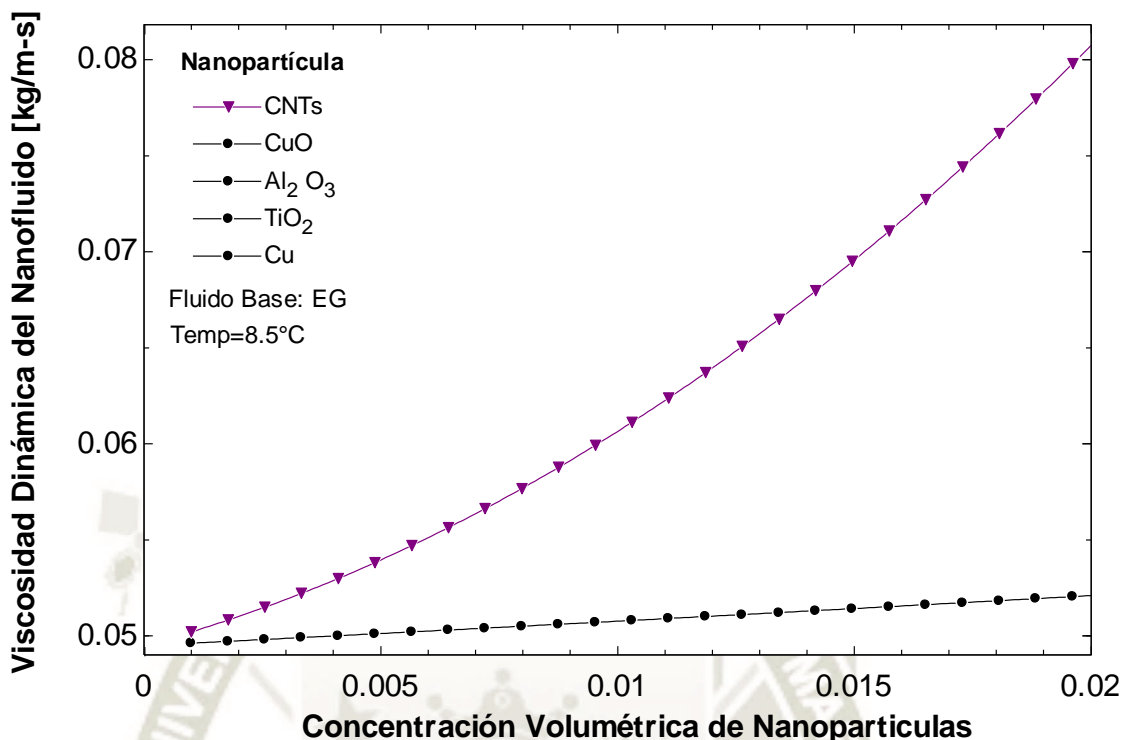


Figura 59: Viscosidad Dinámica del Nanofluido EG vs Concentración Vol. Fuente: Propia

La densidad del nanofluido con agua como fluido base, crece conforme se incrementa la concentración volumétrica de las nanopartículas, tal como se muestra en la figura 60. Para concentraciones que varían de 0.1 a 2 %, se da un mayor aumento de la densidad del nanofluido cuando se utiliza nanopartículas de cobre, debido a que este material presenta una densidad elevada, como se muestra en la tabla 6.

Los nanotubos de carbono presentan una densidad baja en comparación con las demás nanopartículas, por tanto, la densidad del nanofluido no se eleva en gran medida. Esto mismo sucede en el caso de nanofluido con etilenglicol como fluido base, tal como se muestra en la figura 61, para concentraciones volumétricas que varían de 0.1 a 2 %.

La figura 62 y 63 nos muestra el aumento del número de Nusselt en función de la variación del número de Reynolds para agua y etilenglicol respectivamente, en ambos casos los nanotubos de carbono presentan un número de Nusselt más elevado que las demás nanopartículas, esto por efecto de la viscosidad y la conductividad térmica elevadas que afecta el número de Prandtl.

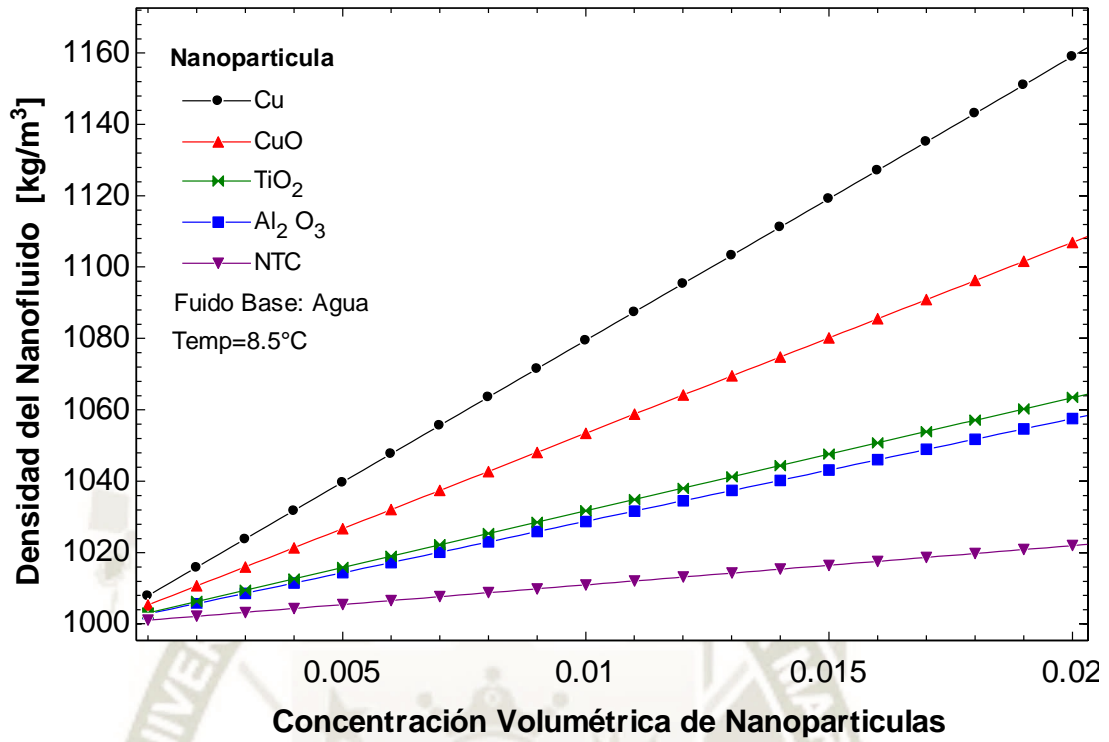


Figura 60: Densidad del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

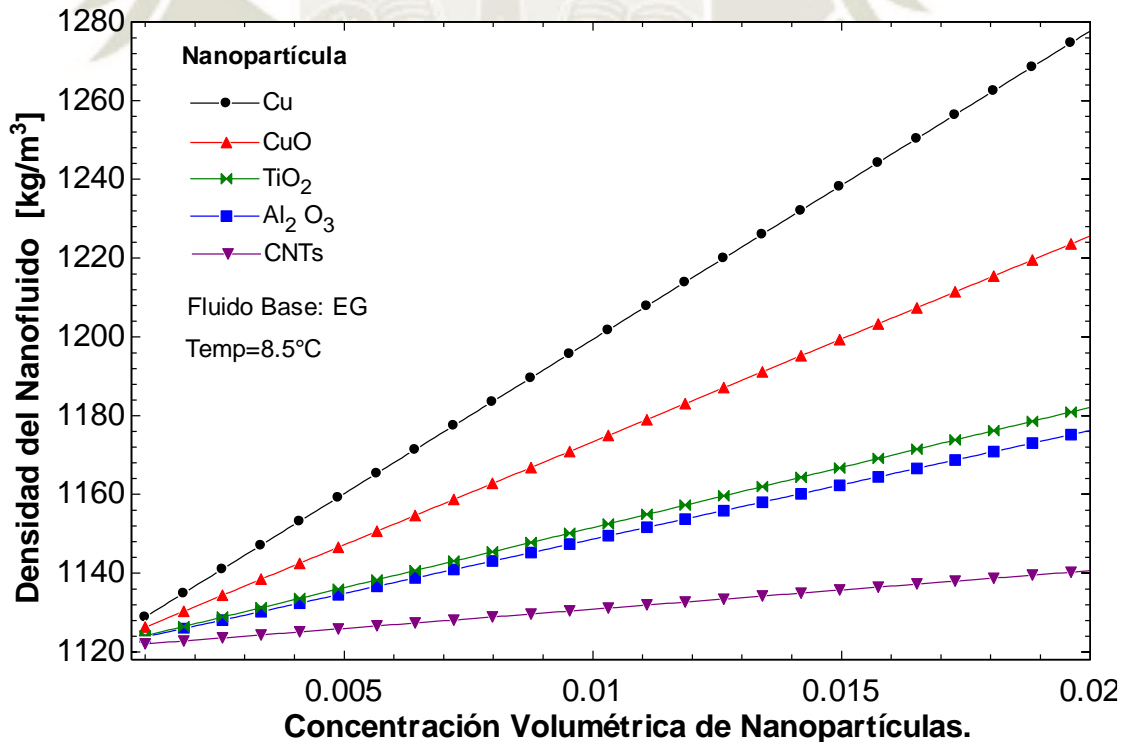


Figura 61: Densidad del Nanofluido EG vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

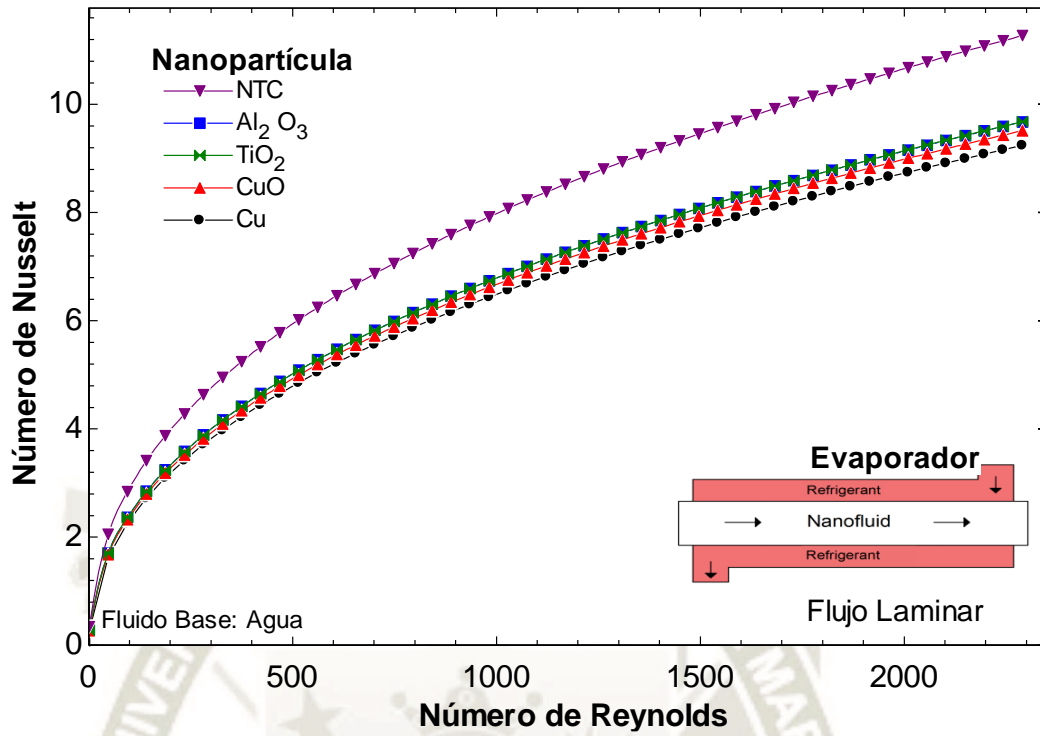


Figura 62: Número de Nusselt (Agua) vs Número de Reynolds. Fuente: Propia.

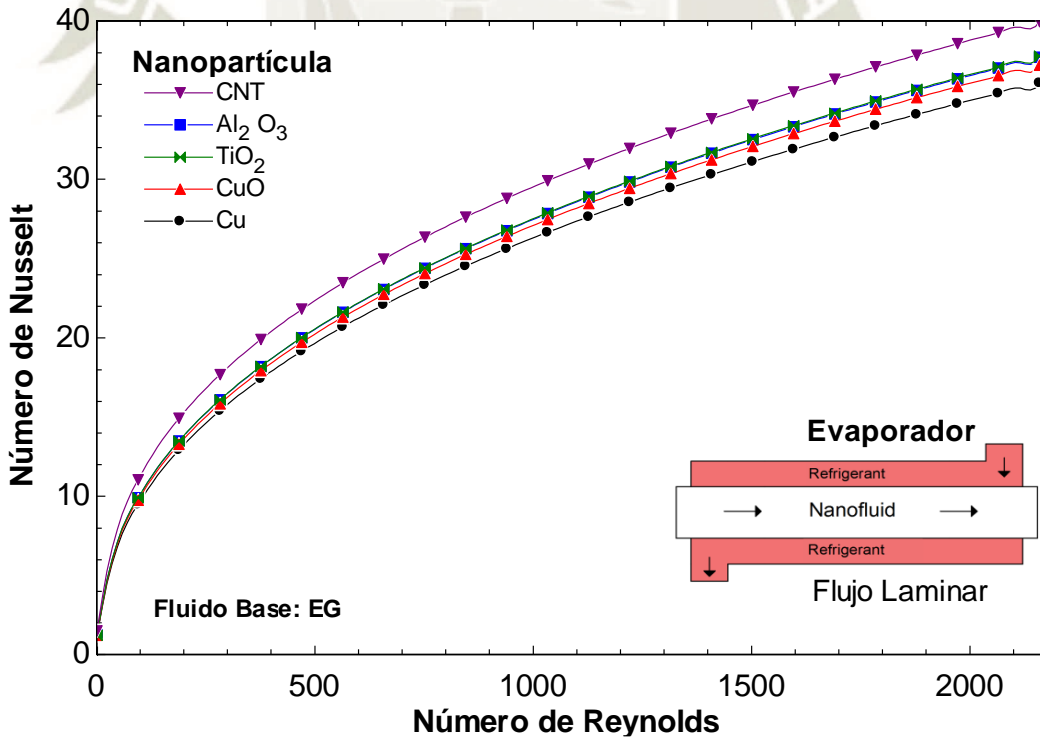


Figura 63: Número de Nusselt (Etilenglicol) vs Número de Reynolds. Fuente: Propia.

5.4.5. Nanofluidos en los sistemas de refrigeración secundarios usando agua como fluido base.

La figura 64 muestra la variación del área del evaporador en un sistema secundario cuando se utiliza nanofluidos con concentraciones volumétricas de nanopartículas que van desde 0.1 a 2%.

Se observa que a mayor concentración de nanopartículas existe una reducción del área del evaporador, sin embargo, el uso de nanotubos de carbono permite reducir el área del evaporador en mayor medida. Esto se debe principalmente a su conductividad térmica ultra alta que, influye directamente en la reducción del área y en el coeficiente convectivo de transferencia de calor que se utiliza en las ecuaciones de transferencia de calor 3.138 y 3.139. El uso del cobre en el nanofluido causa también una reducción considerable por encima de las demás nanopartículas, mostrando una tendencia similar a los resultados obtenidos por Valdez et al. (2010), pero, sin llegar a los resultados obtenidos con el uso de nanotubos de carbono.

La figura 65 muestra la variación del área del evaporador en función del diámetro de las nanopartículas, para una concentración volumétrica de 2 %. Se puede observar que el uso de nanotubos de carbono de tamaño reducido contribuye a una mayor reducción del área del evaporador. Esto mismo sucede con el uso de las demás nanopartículas, pero, sin lograr la reducción obtenida con los nanotubos de carbono.

La reducción del área se logra a partir de la elevación de la conductividad térmica que ocurre cuando el tamaño de las nanopartículas disminuye, corroborando de esta forma los resultados obtenidos por Corcione (2011); H E Patel et al. (2008); H E. Patel et al. (2010); Sharma et al. (2012); Thang et al. (2015); y Vasu et al. (2008). La temperatura del nanofluido también influye en la reducción del área del evaporador, tal como se muestra en la figura 66. En el caso de las nanopartículas de Cu, Al₂O₃, CuO y TiO₂ cuya correlación para encontrar su conductividad térmica depende de la temperatura del nanofluido, se observa una mayor reducción del área del evaporador. Esto no sucede con los nanotubos de carbono, pues la correlación para encontrar su conductividad térmica no depende de la temperatura media del nanofluido, por lo que la reducción del área no es considerable.

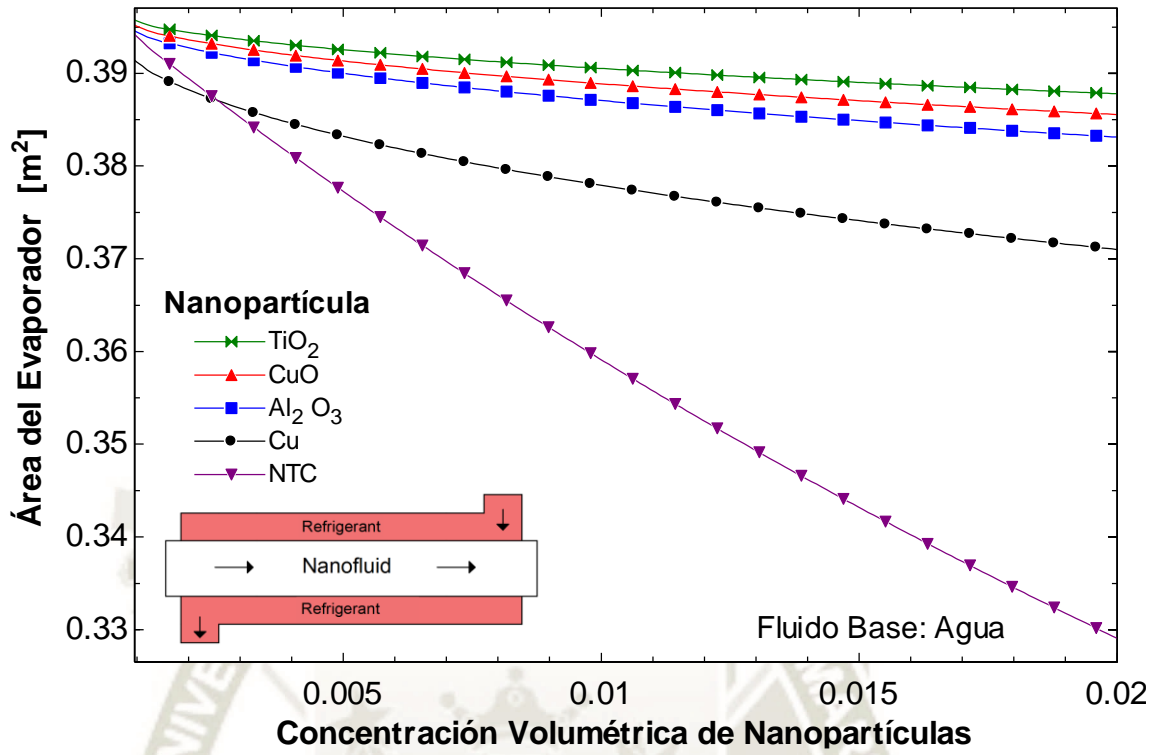


Figura 64: Área del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

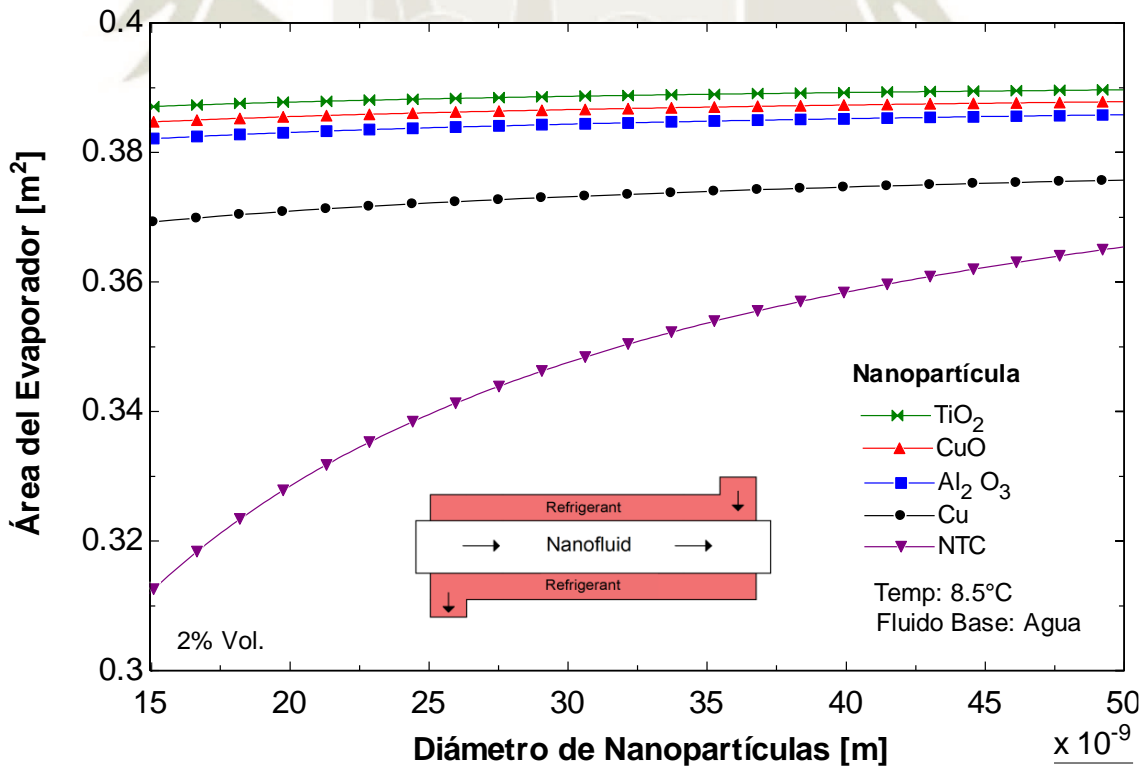


Figura 65: Área del Evaporador vs Diámetro de Nanopartículas. Fuente: Propia.

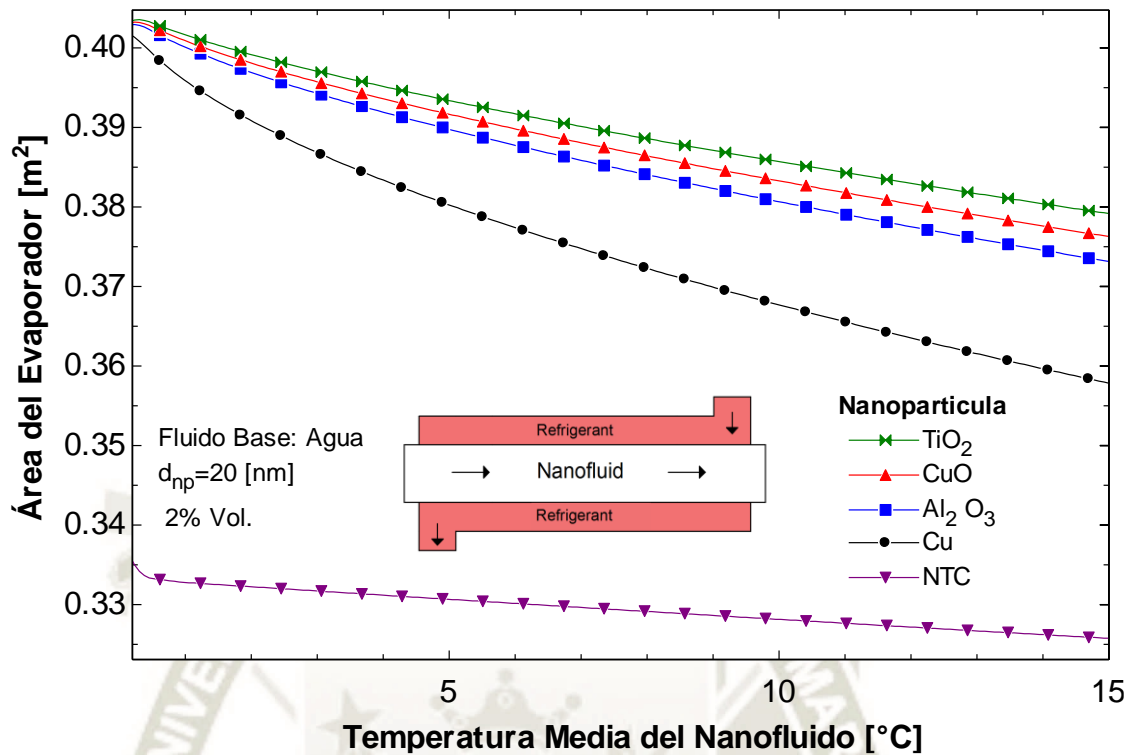


Figura 66: Área del Evaporador vs Temperatura el Nanofluido. Fuente: Propia.

Aunque el uso de nanopartícula como Cu, Al₂O₃, CuO, TiO₂ produzcan una mayor reducción en el área del evaporador al incrementarse la temperatura media del nanofluido, no logran alcanzar la reducción que se obtiene con los nanotubos de carbono.

La variación del área del evaporador en función de la temperatura media del nanofluido usando nanotubos de carbono a diferentes concentraciones se muestra en la figura 67.

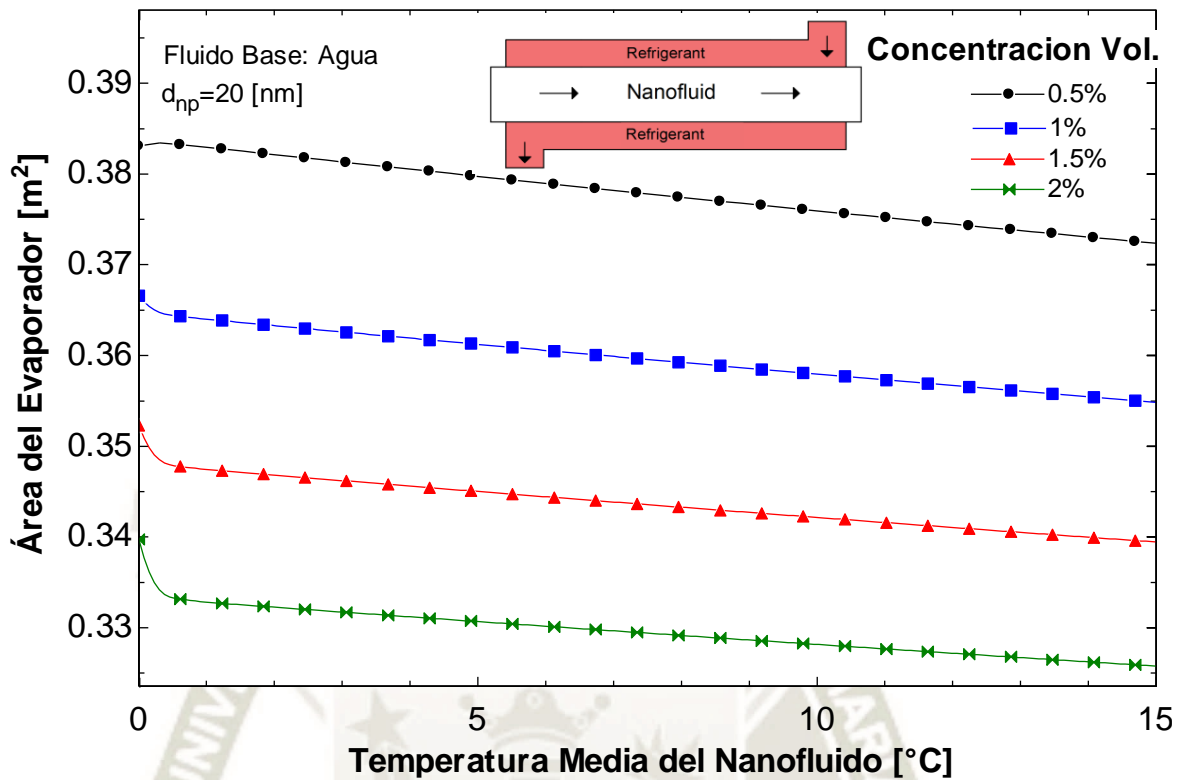


Figura 67: Área del Evaporador vs Temperatura meda del Nanofluido. Fuente: Propia.

La figura 68 muestra la longitud del evaporador necesaria, para lograr el enfriamiento del fluido secundario, en función de la concentración volumétrica de nanopartículas. Es de esperarse que, al reducirse el área del evaporador, se reduzca también la longitud.

Existe una reducción considerable en la longitud del evaporador con el uso de nanofluido compuesto por nanotubos de carbono, logrando una reducción de casi un 19 % para un 2% de concentración volumétrica.

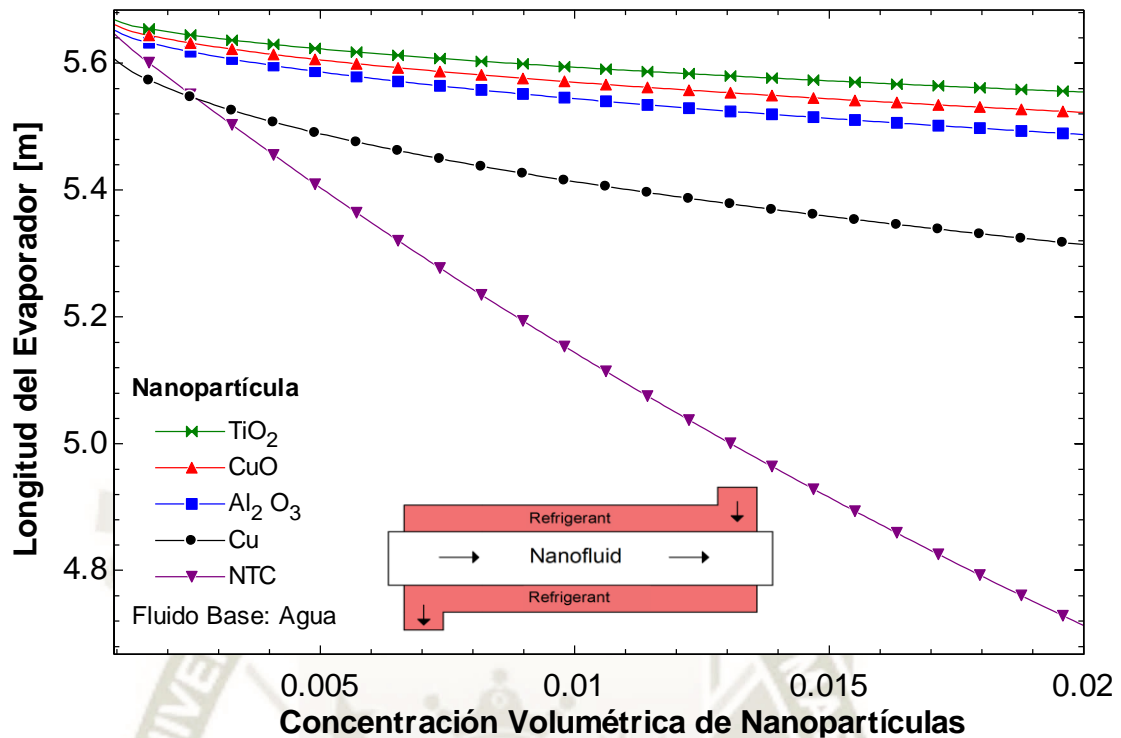


Figura 68: Longitud del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

La figura 69 muestra la variación del área del condensador a diferentes concentraciones de nanopartículas. Se observa una tendencia muy similar a las curvas obtenidas para el evaporador, donde los nanotubos de carbono logran reducir el área considerablemente.

Sin embargo, al encontrarse a 27°C, se puede apreciar que en concentraciones menores al 1%, se obtiene mejores resultados con el uso de las nanopartículas de cobre que con los nanotubos de carbono. Esto se debe a la correlación utilizada para las nanopartículas de Cu, Al₂O₃, CuO y TiO₂ depende de la temperatura media del nanofluido.

La longitud del condensador al igual que el área, disminuye con el aumento de la concentración volumétrica de nanopartículas, tal como se observa en la figura 70. Se observa que existe una zona donde las nanopartículas de cobre reducen en mayor medida el área del condensador, pero, conforme se incrementa la concentración volumétrica se obtienen mejores resultados con los NTC llegando a una reducción de casi 22% para una concentración volumétrica de 2%.

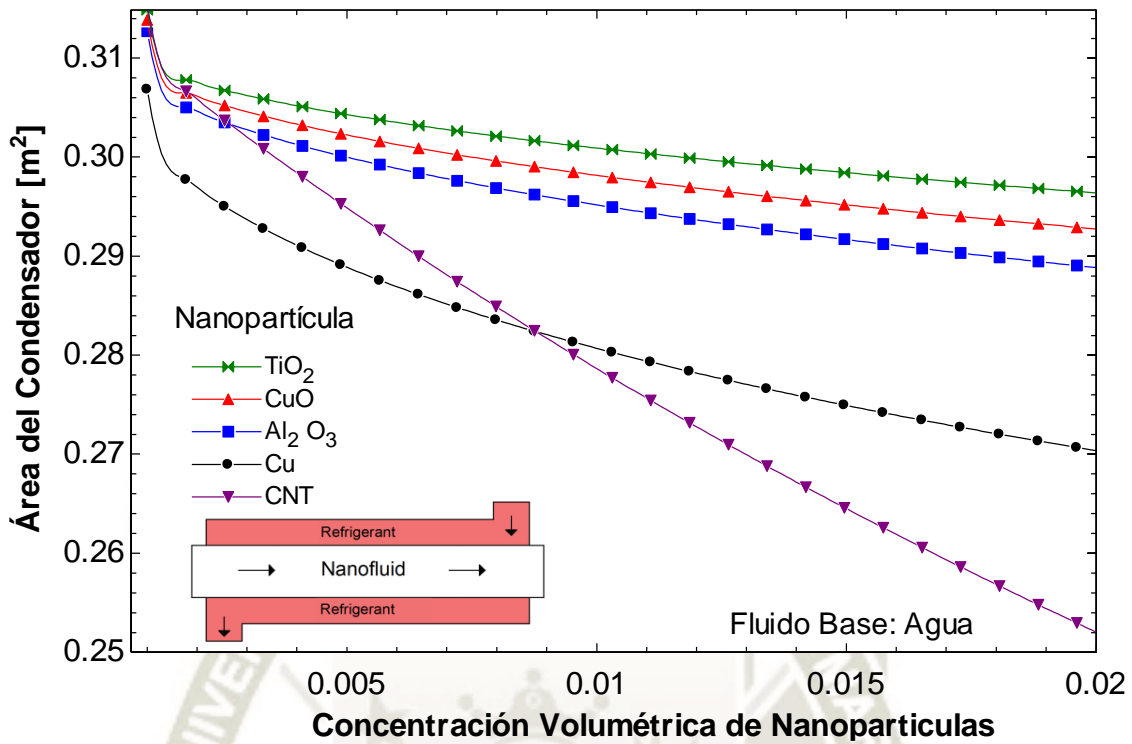


Figura 69: Área del Condensador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

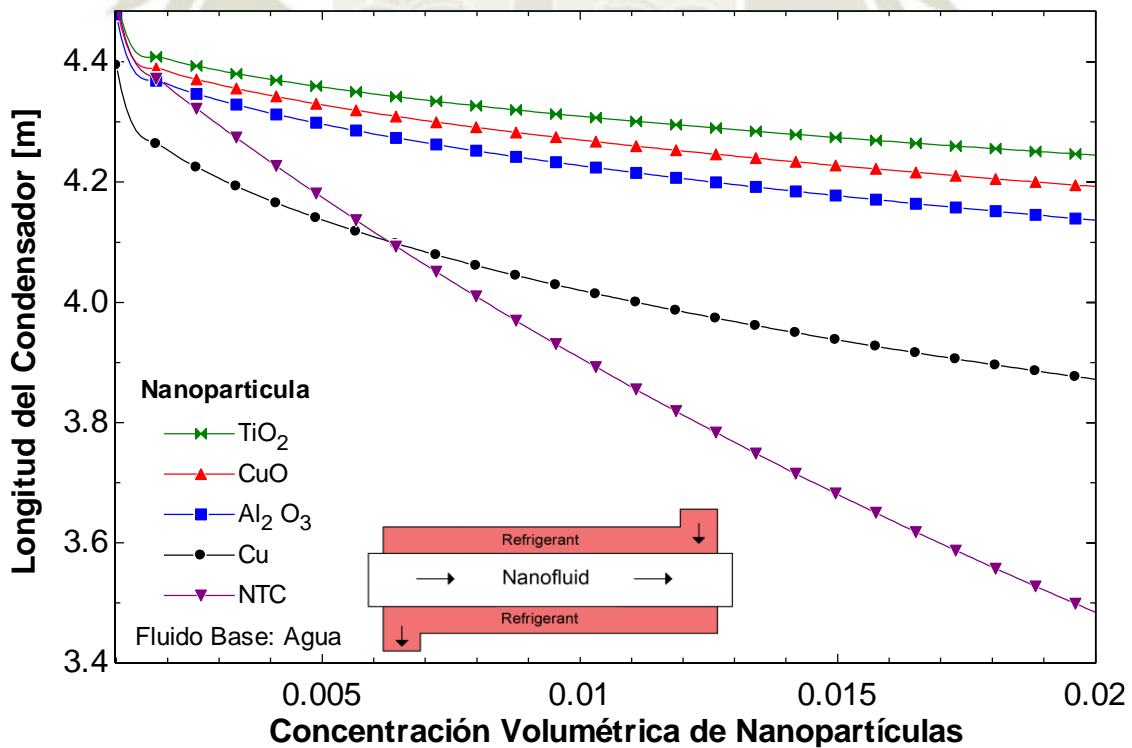


Figura 70: Longitud del Condensador vs Concentración Volumétrica de nanopartículas. Fuente: Propia.

La figura 71 muestra la caída de presión del refrigerante al incrementarse la concentración volumétrica de nanopartículas, que varía de 0.1 a 2 %. Se observa que existe una reducción de la caída de presión conforme se incrementa la concentración volumétrica de nanopartículas, sin embargo, los mejores resultados fueron obtenidos con el uso de nanotubos de carbono logrando una reducción de casi 17% para un 2% de concentración volumétrica, esto debido a que, al tener mayor conductividad térmica, la longitud de la tubería se reducirá en tamaño, lo que provocará una reducción en la caída de presión.

En la figura 72 se observa que la caída de presión del refrigerante aumenta cuando se utiliza nanopartículas de mayor tamaño. El efecto de la temperatura del nanofluido sobre la caída de presión del refrigerante se aprecia en la figura 73. El aumento de la temperatura produce una reducción de la caída de presión, sobre todo en las partículas de Cu, Al₂O₃, CuO, TiO₂. En el caso los nanotubos de carbono, no se observa una reducción considerable debido a la fórmula de conductividad térmica 3.126, desarrollada Thang et al. (2015), sin embargo, sigue siendo la mejor opción para reducir la caída de presión a diferentes temperaturas tal como se muestra en la figura 74.

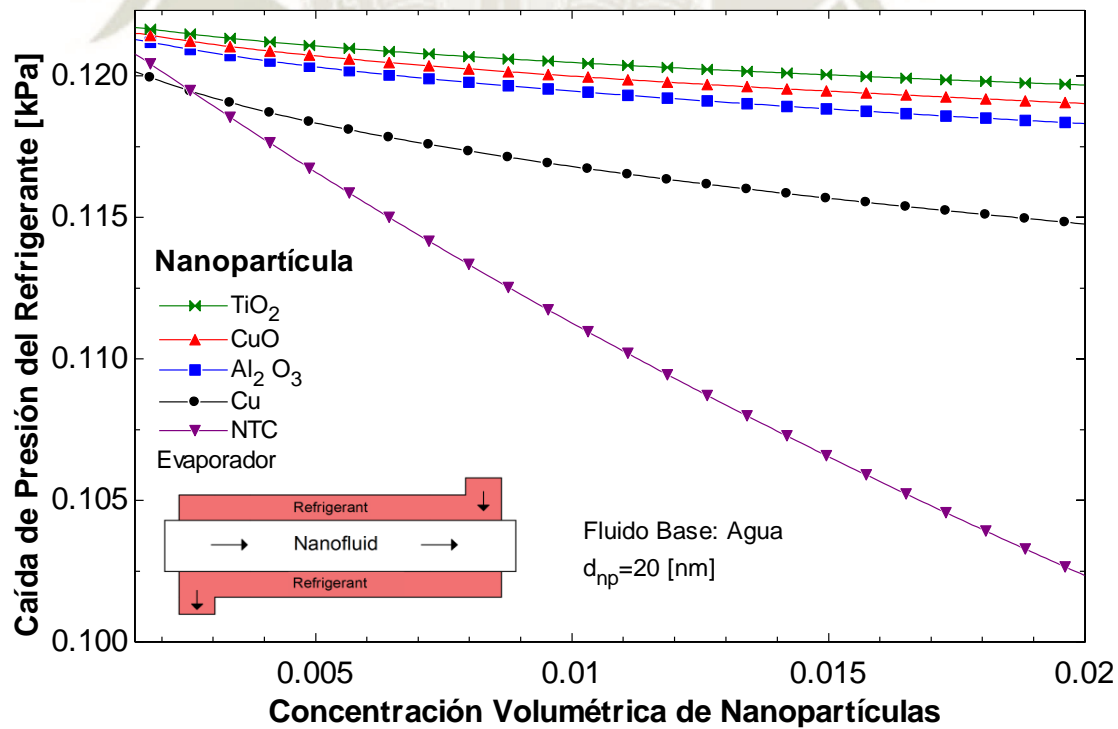


Figura 71: Caída de Presión del Refrigerante vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas.
Fuente: Propia.

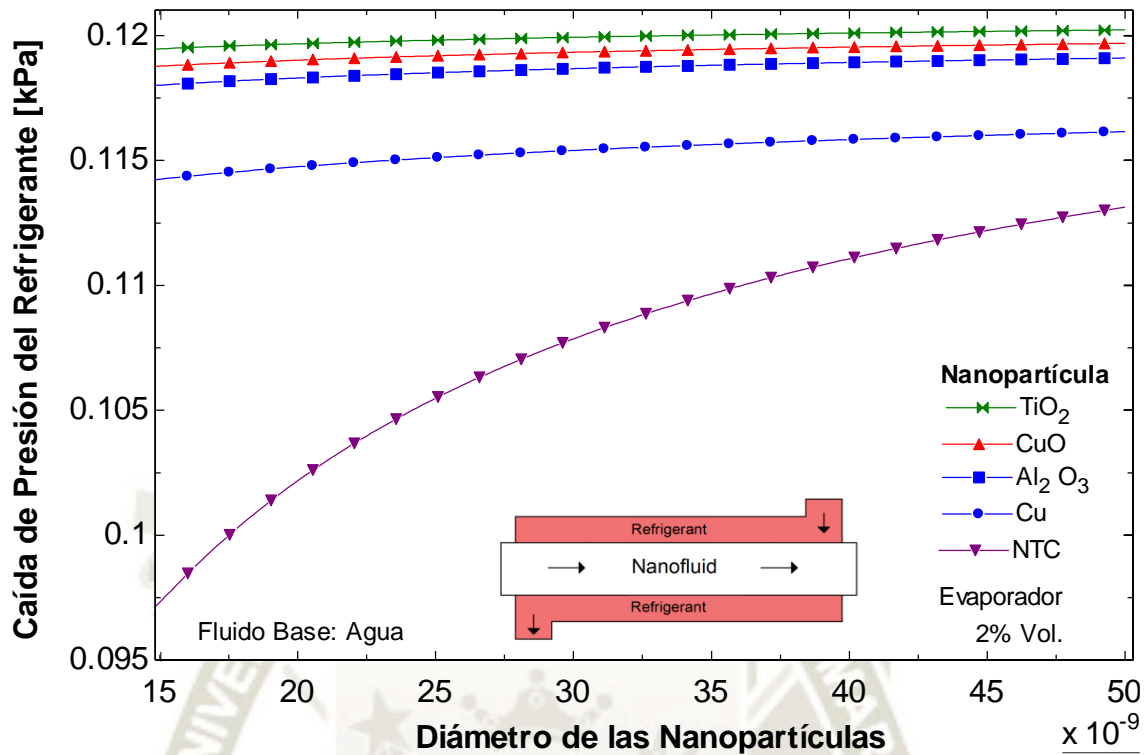


Figura 72: Caída de Presión el Refrigerante vs Diámetro de Nanopartículas. Fuente: Propia.

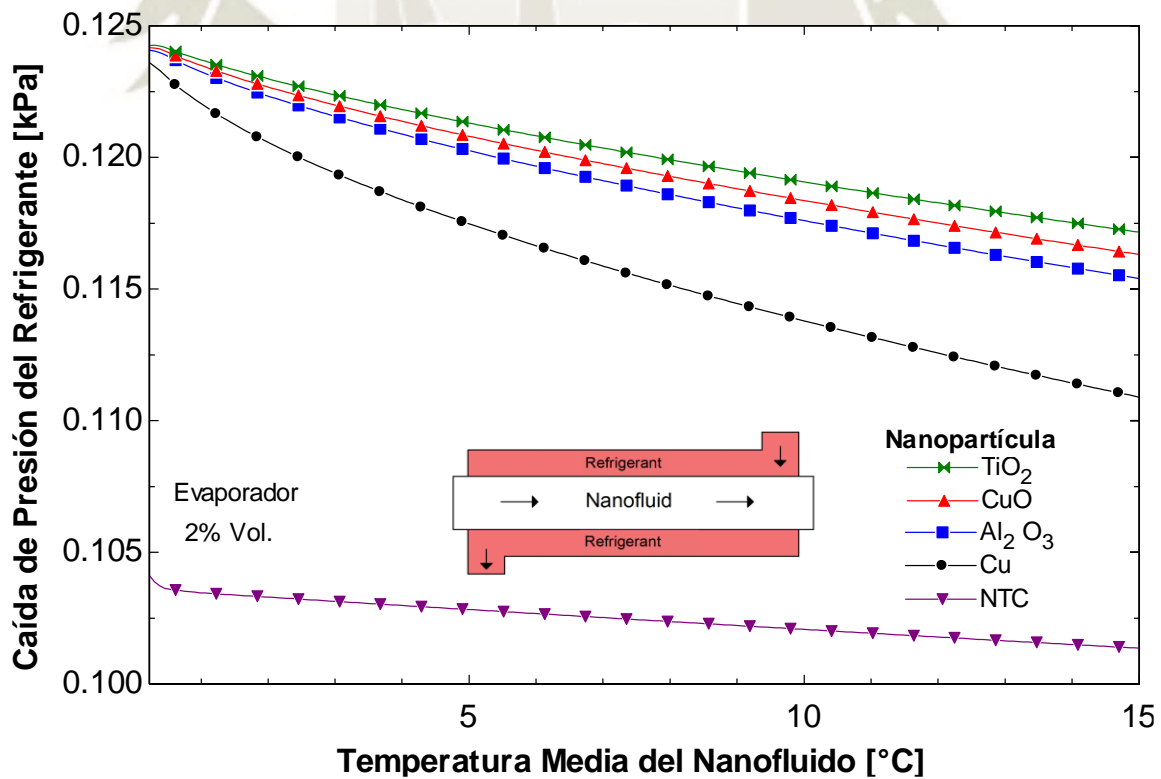


Figura 73: Caída de Presión del Refrigerante vs Temperatura Media del nanofluido. Fuente: Propia.

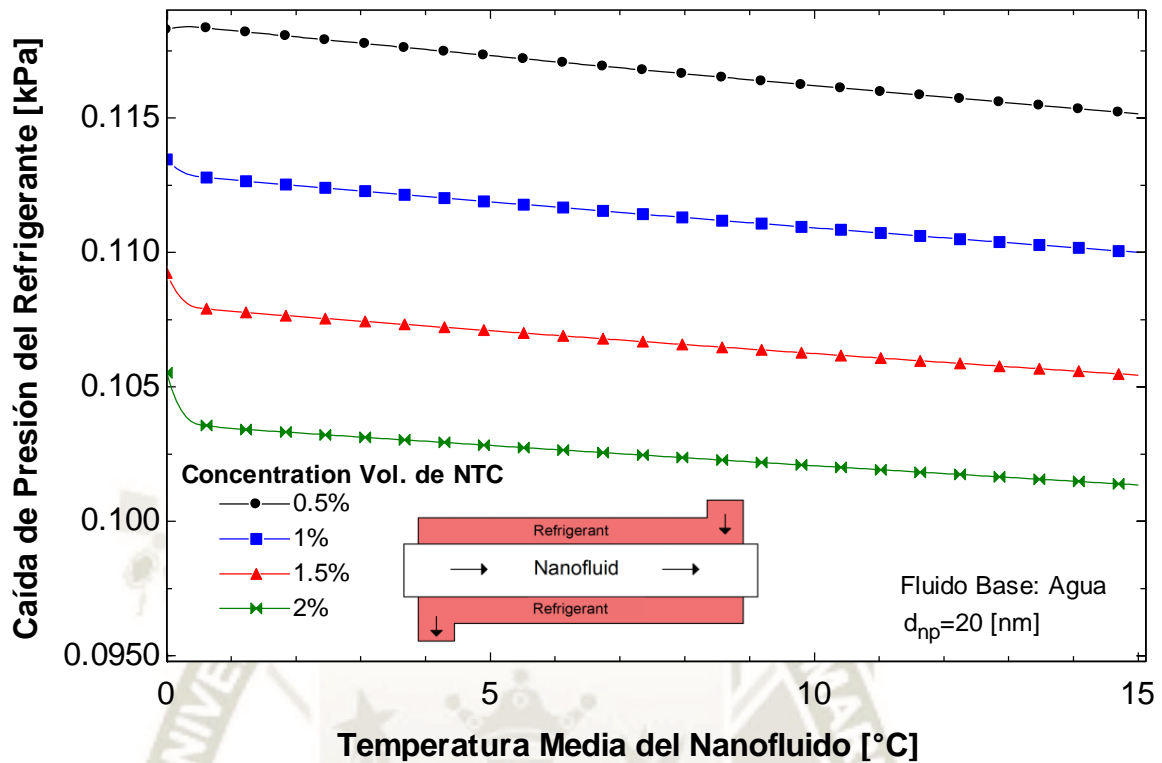


Figura 74: Caída de Presión del Refrigerante vs Temperatura Media del Nanofluido. Fuente: Propia.

La figura 75 muestra que existe un aumento en la caída de presión cuando se incrementa la concentración volumétrica de nanopartículas, sobre todo cuando se usa nanopartículas de cobre, en cambio el uso de nanotubos de carbono causa un aumento mínimo en la caída de presión.

El incremento de la temperatura del nanofluido ocasiona que se reduzca la caída de presión, tal como se observa en la figura 76, esto debido a que aumenta la conductividad térmica, causando una reducción de la longitud de la tubería que a su vez reduce la caída de presión. De nuevo los mejores resultados son obtenidos con el uso de nanotubos de carbono tal como se muestra en la figura 77 para distintas concentraciones.

La potencia de bombeo depende de la caída de presión del nanofluido, por lo que posee una tendencia muy similar, esto se aprecia con mayor detalle en la figura 78. Además, se observa que a mayor concentración de nanopartículas, la potencia de bombeo se incrementa.

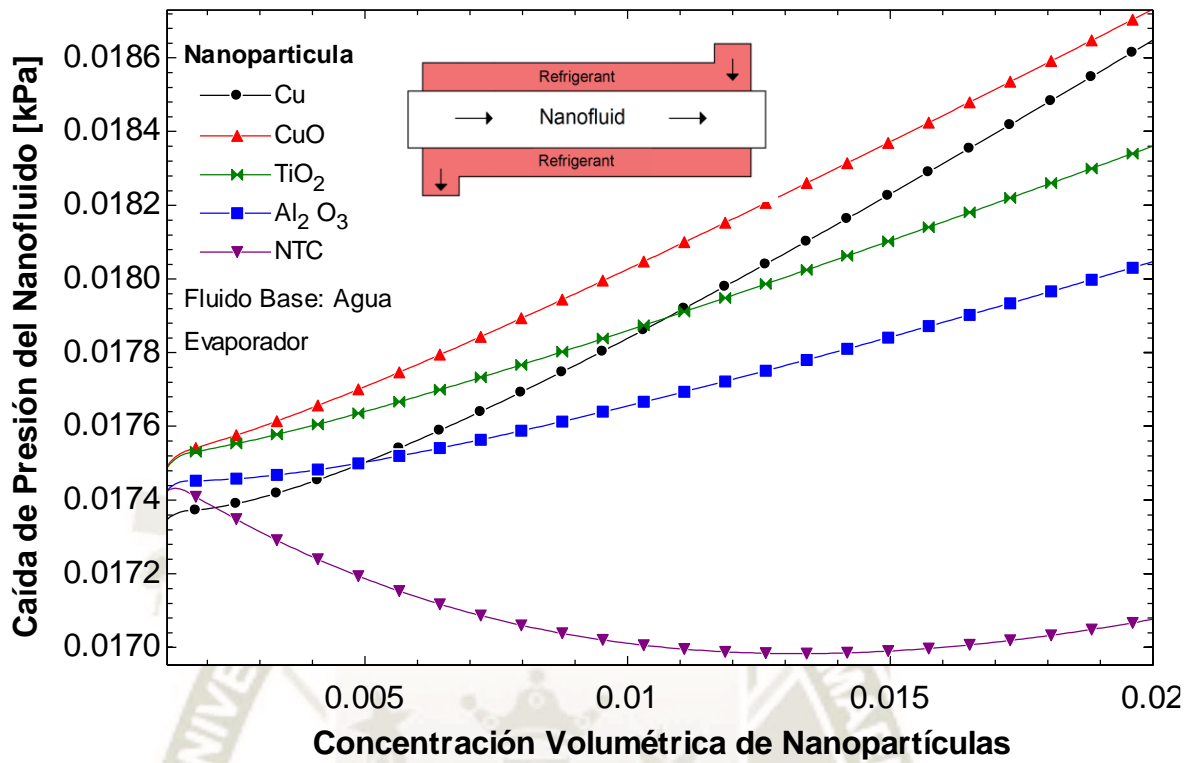


Figura 75: Caída de Presión del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

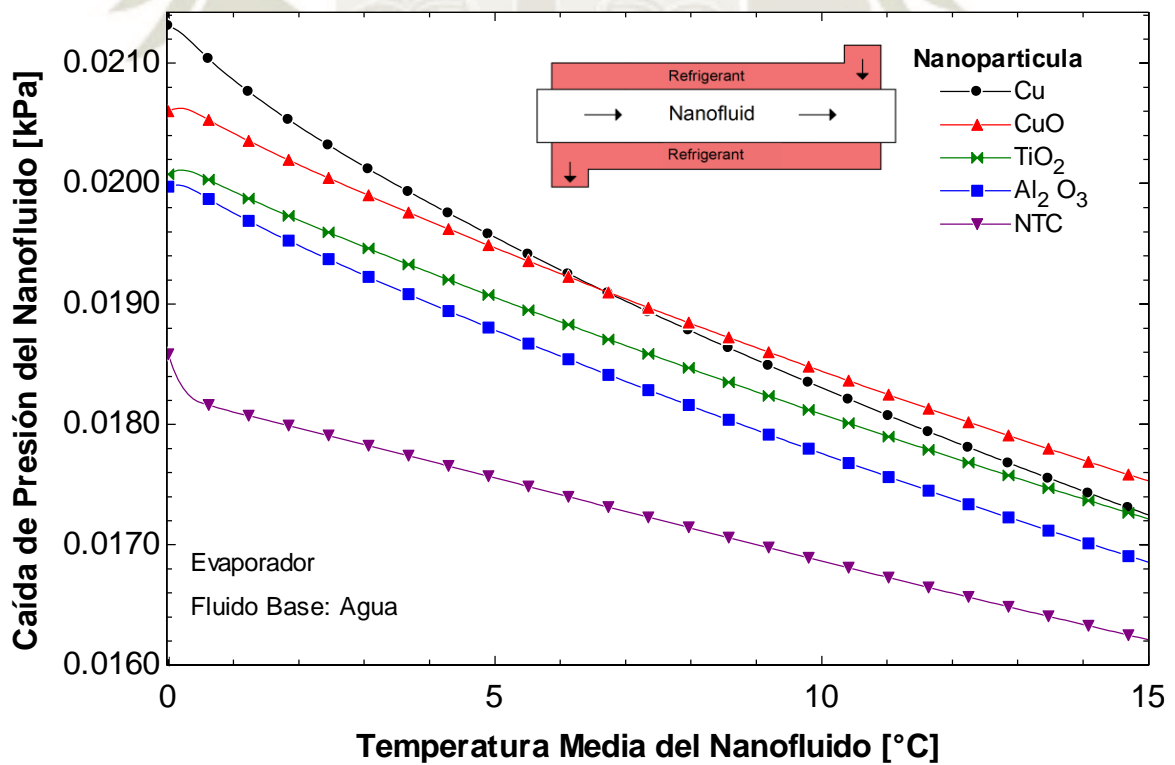


Figura 76: Caída de Presión del Nanofluido vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.

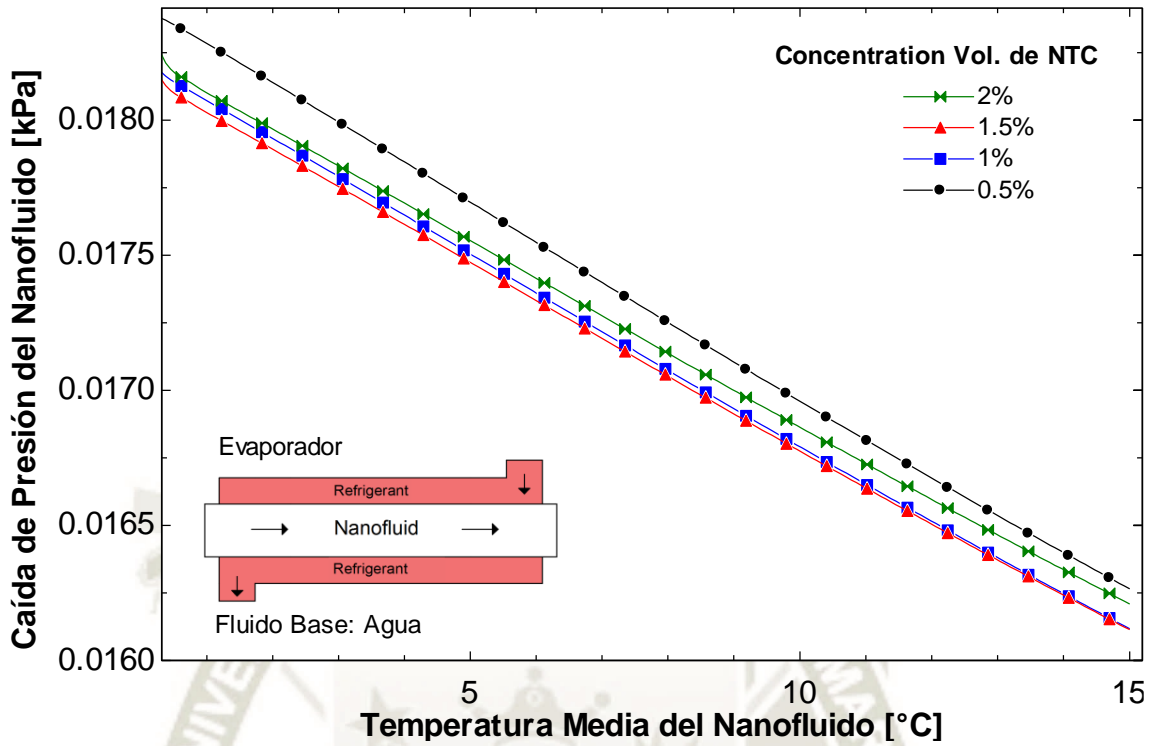


Figura 77: Caída de Presión del Nanofluido vs Temperatura Media del Nanofluido. Fuente: Propia.

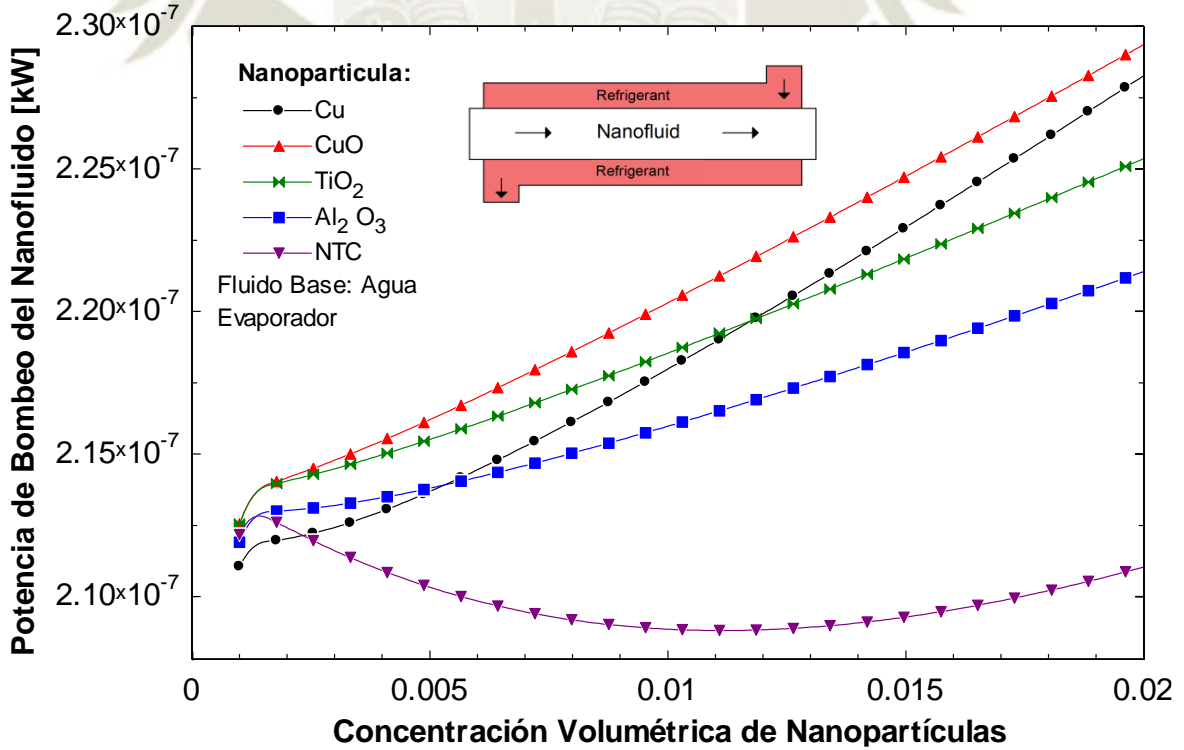


Figura 78: Potencia de Bombeo del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

5.4.6. Nanofluidos en los sistemas de refrigeración secundarios usando etilenglicol como fluido base.

En esta sección se analizarán los resultados de la simulación de los nanofluidos que usan etilenglicol como fluido base en los dos sistemas secundarios (Evaporador y Condensador). En general se muestra una tendencia muy parecida a los resultados obtenidos con el uso de agua como fluido base.

La figura 79 muestra la reducción del área del evaporador ocasionada por el aumento de la concentración de nanopartículas, donde se observa un mejor desempeño con el uso de los nanotubos de carbono, debido a la alta conductividad que estos poseen.

El aumento del diámetro de nanopartículas afecta el área del evaporador, esto se observa con mayor detalle en la figura. 80, donde con el uso de los nanotubos de carbono a diferentes concentraciones ocasiona mayores cambios en la reducción del área del evaporador.

Como se mencionó anteriormente, la temperatura media del nanofluido también afecta a el área del evaporador, más aún cuando se usa nanopartículas de Cu, Al_2O_3 , CuO, TiO_2 , tal como se observa en la figura 81.

En el caso particular de los NTC, no existe una reducción considerable del área del evaporador cuando se incrementa la temperatura del nanofluido, esto se aprecia con mayor detalle en la figura 82.

La figura 83 muestra la reducción de la longitud del evaporador para concentraciones que varían de 0.1 a 2%. Existe una tendencia parecida a los resultados que se obtuvieron en la simulación del sistema secundario con el uso de nanofluidos que usan agua como fluido base, en donde los nanotubos de carbono reducen considerablemente el área del evaporador, en este caso se logra una reducción de casi 42% para una concentración volumétrica de 2%.

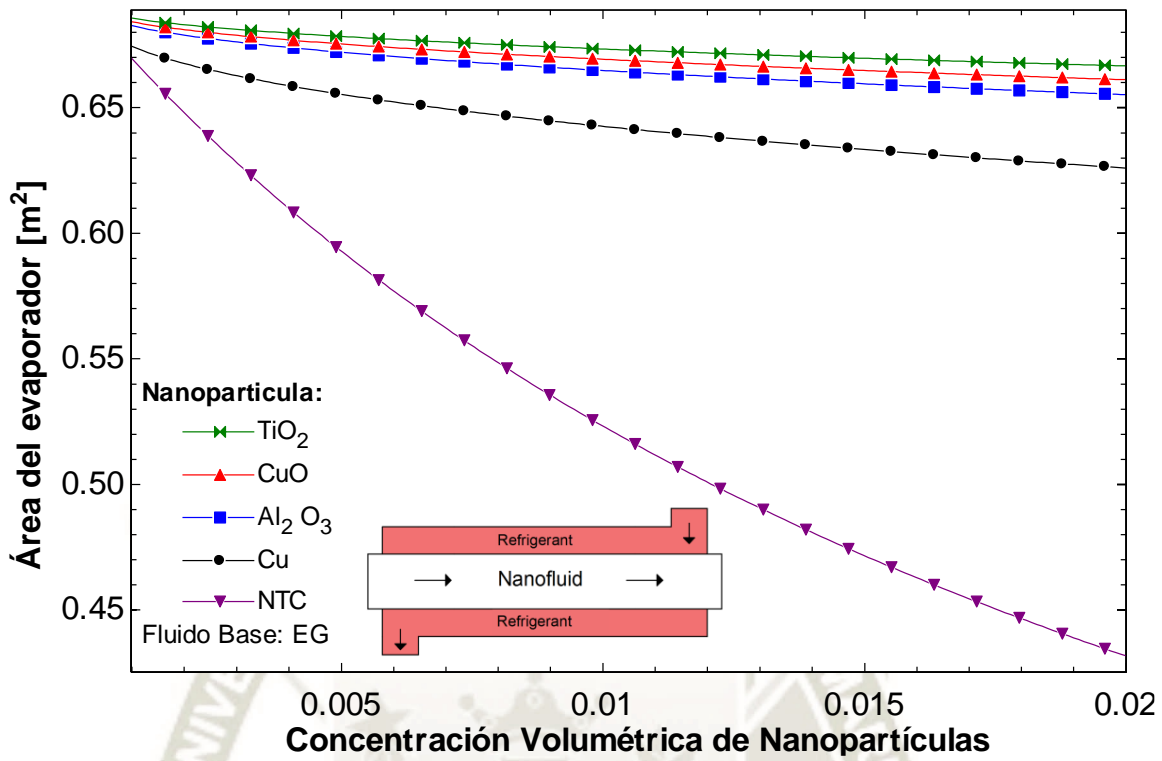


Figura 79: Área del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

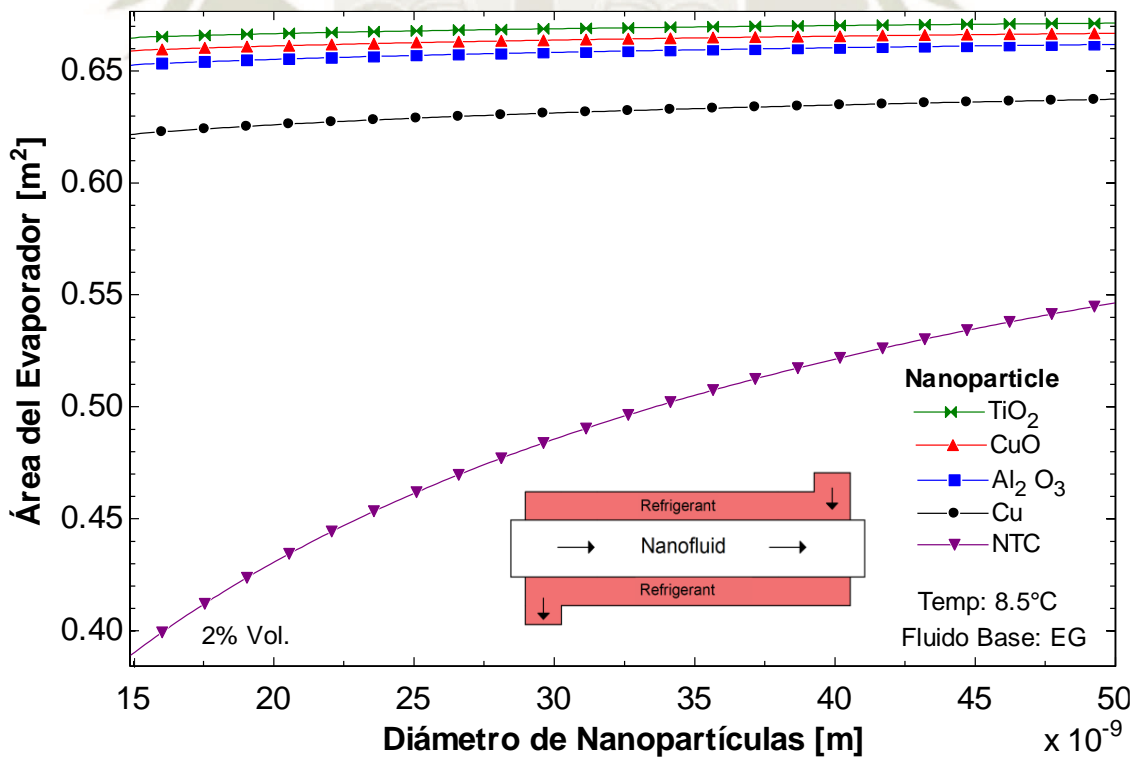


Figura 80: Área del Evaporador vs Diámetro de Nanopartículas. Fuente: Propia.

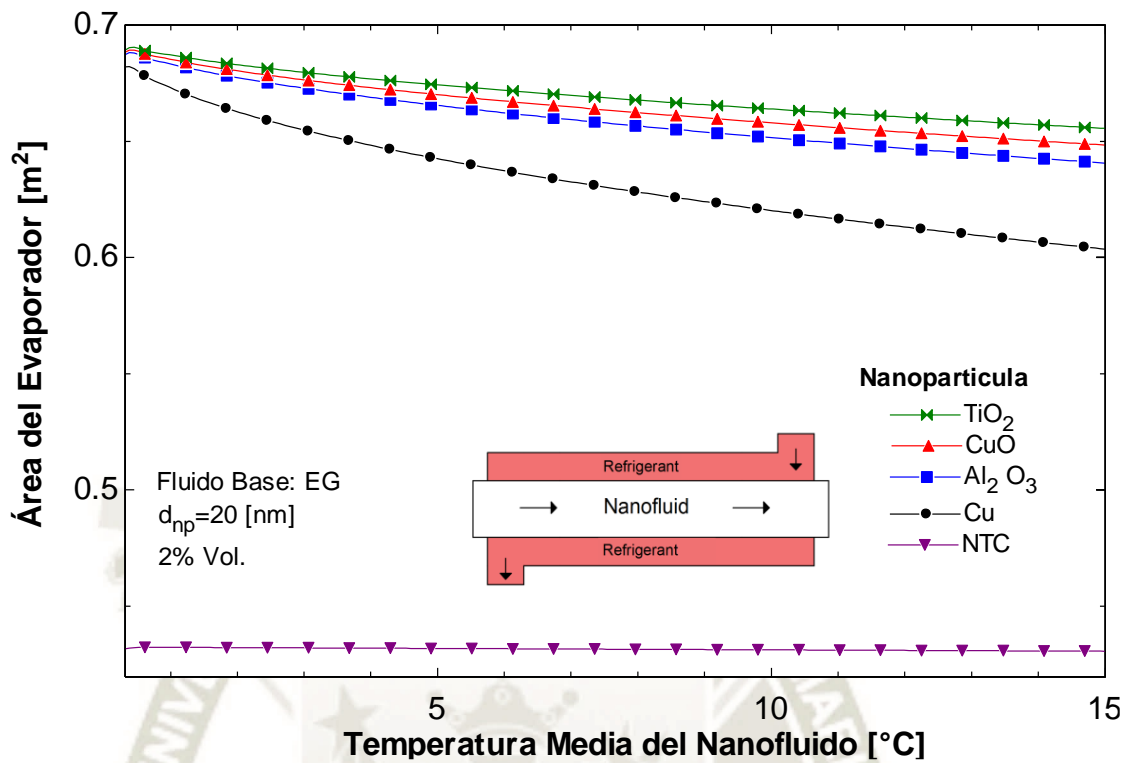


Figura 81: Área del Evaporador vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.

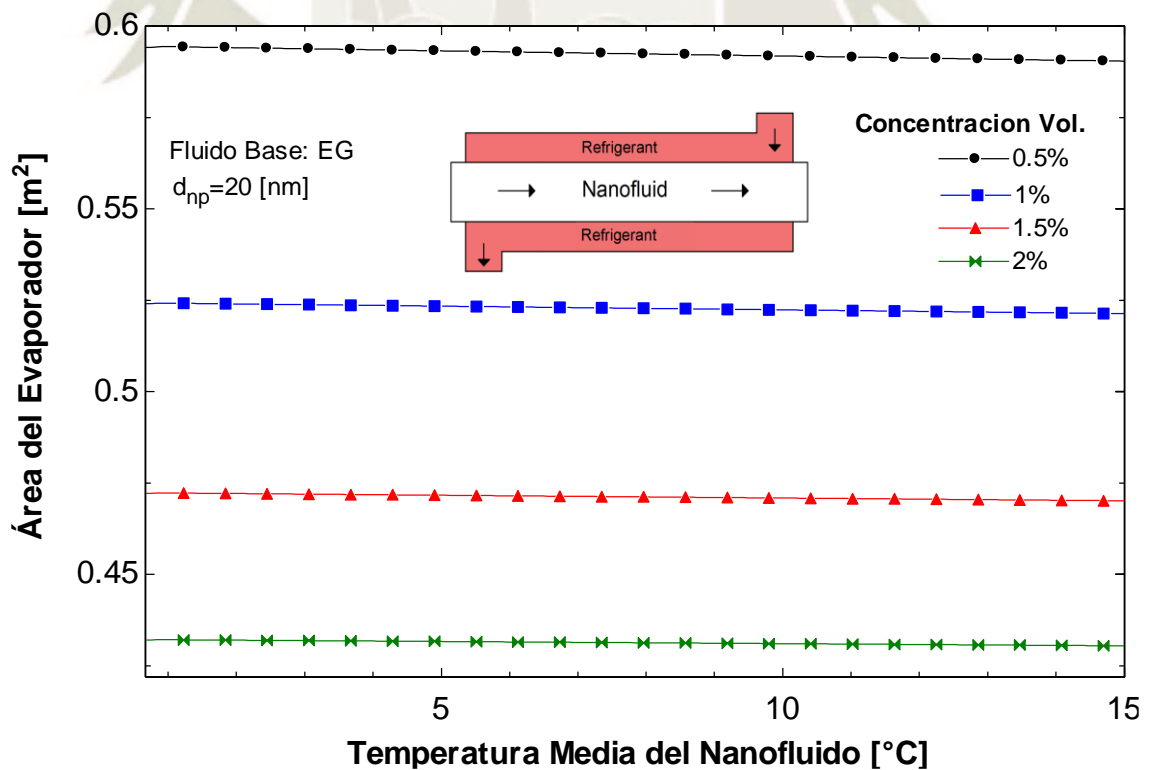


Figura 82: Área del Evaporador NTC vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.

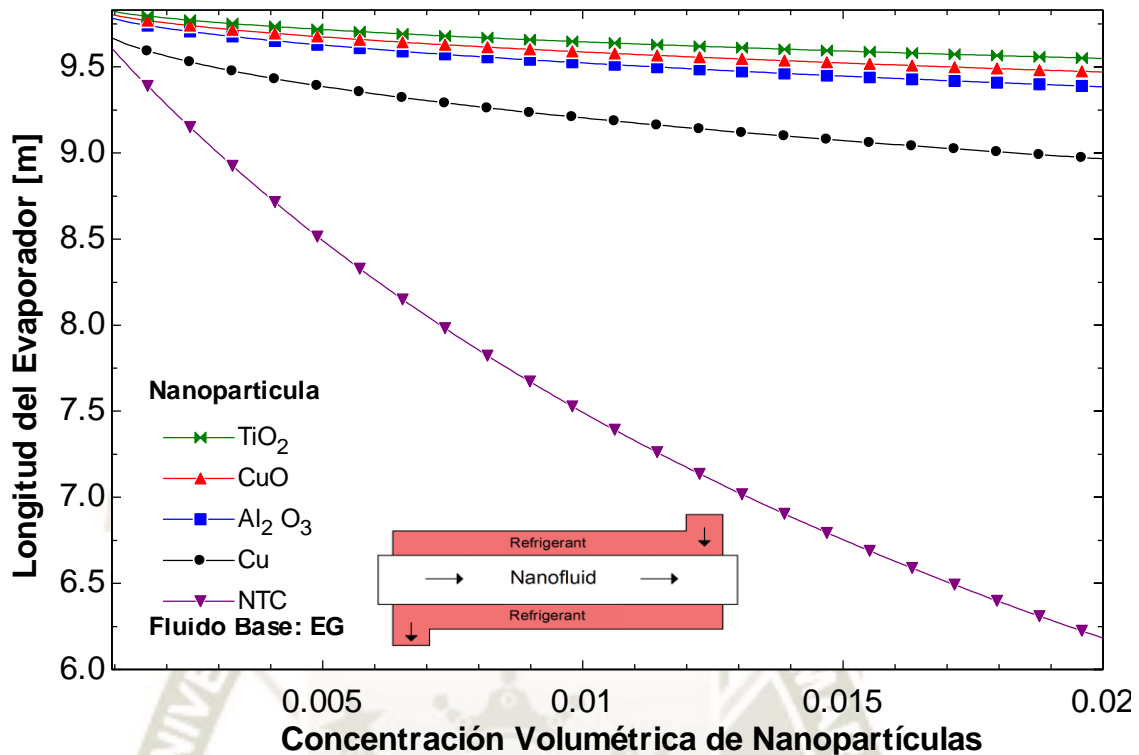


Figura 83: Longitud del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

En la figura 84 se observa que existe una reducción del área del condensador cuando se incrementa la concentración volumétrica de nanopartículas. En este caso se distingue que, para concentraciones menores a 0.2%, la reducción del área del condensador es mayor cuando se trabajan con nanopartículas de cobre. Sin embargo, con el aumento de la concentración volumétrica, el uso de los nanotubos de carbono produce mejores resultados.

La figura 85 muestra la disminución de la longitud del condensador cuando se incrementa la concentración volumétrica, esto sucede debido a que la longitud del condensador está relacionada con el área respectiva.

Se observa una reducción de casi 41% en la longitud del condensador cuando se utiliza nanotubos de carbono, seguido del cobre y las demás nanopartículas.

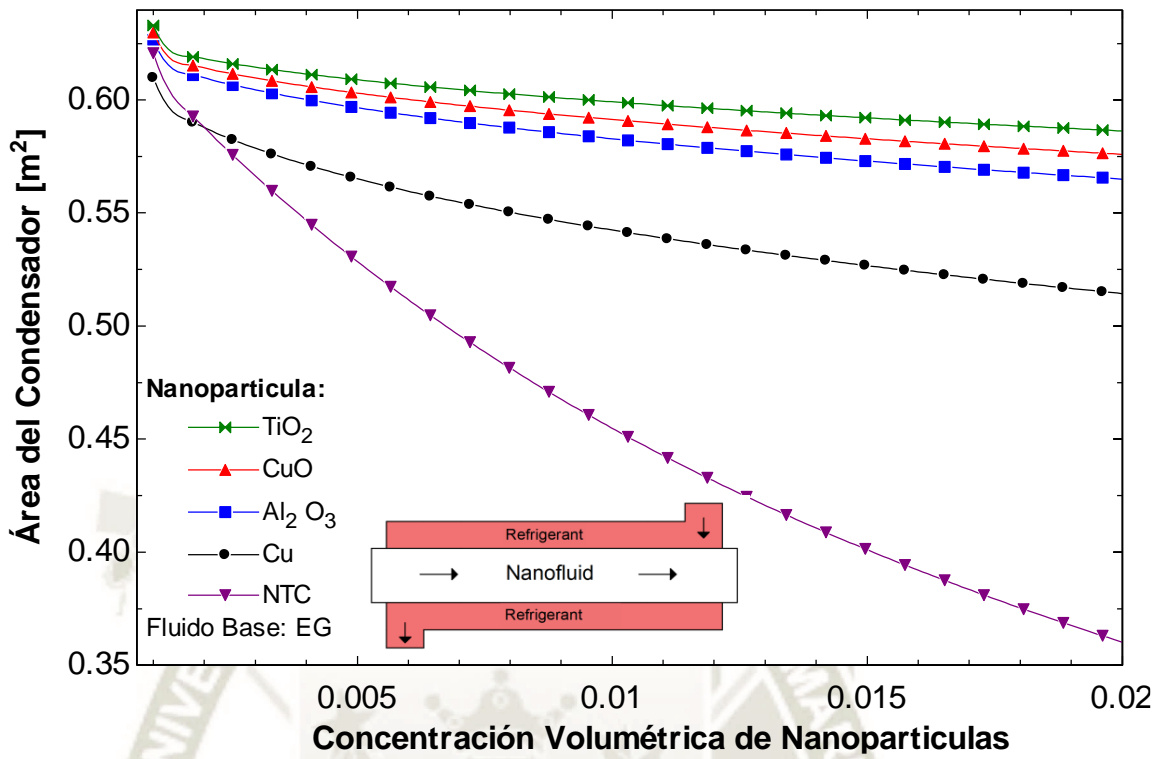


Figura 84: Área del Condensador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

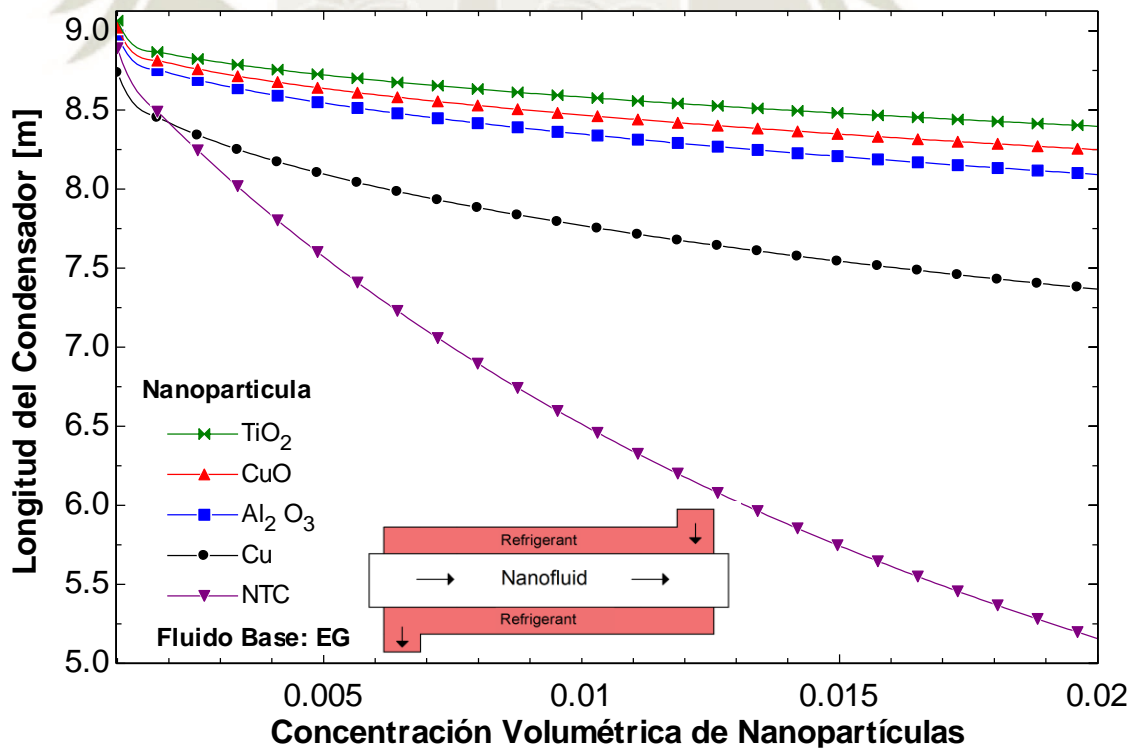


Figura 85: Longitud del Condensador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

La figura 86 muestra una reducción en la caída de presión del refrigerante cuando se incrementa la concentración volumétrica de nanopartículas, esto debido a la reducción del área del evaporador, que ocasiona una disminución en la longitud de la tubería. En este caso considerando un diámetro de nanopartícula de 20 [nm] obtenemos resultados muy favorables con el uso de nanofluidos compuestos por nanotubos de carbono en comparación con la demás nanopartículas, pues la reducción en la caída de presión observada es de 30% aproximadamente, para una concentración volumétrica de NTC de 2%.

La reducción en la caída de presión depende también de los diámetros que tengan las nanopartículas, tal como se observa en la figura 87. Los resultados indican que a menor diámetro de nanopartículas existe una disminución de la caída de presión, sobre todo en el caso de los nanotubos de carbono. El aumento de la temperatura de los nanofluidos ocasiona una reducción de la caída de presión, tal como se observa en la figura 88, sobre todo en las nanopartículas de Cu, Al_2O_3 , CuO, TiO_2 debido a la correlación de conductividad térmica que depende de la temperatura del nanofluido. En cambio, la temperatura casi no produce cambios en la caída de presión cuando se utiliza nanotubos de carbono, tal como se muestra en la figura 89 para concentraciones que varían de 0.1 al 2%.

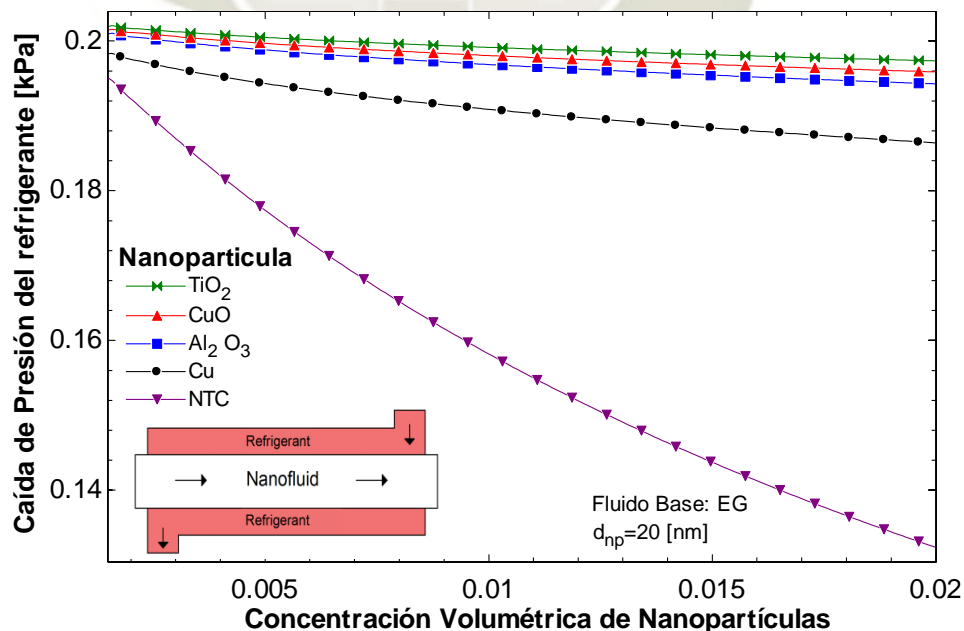


Figura 86: Caída de Presión del Refrigerante vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas.
Fuente: Propia.

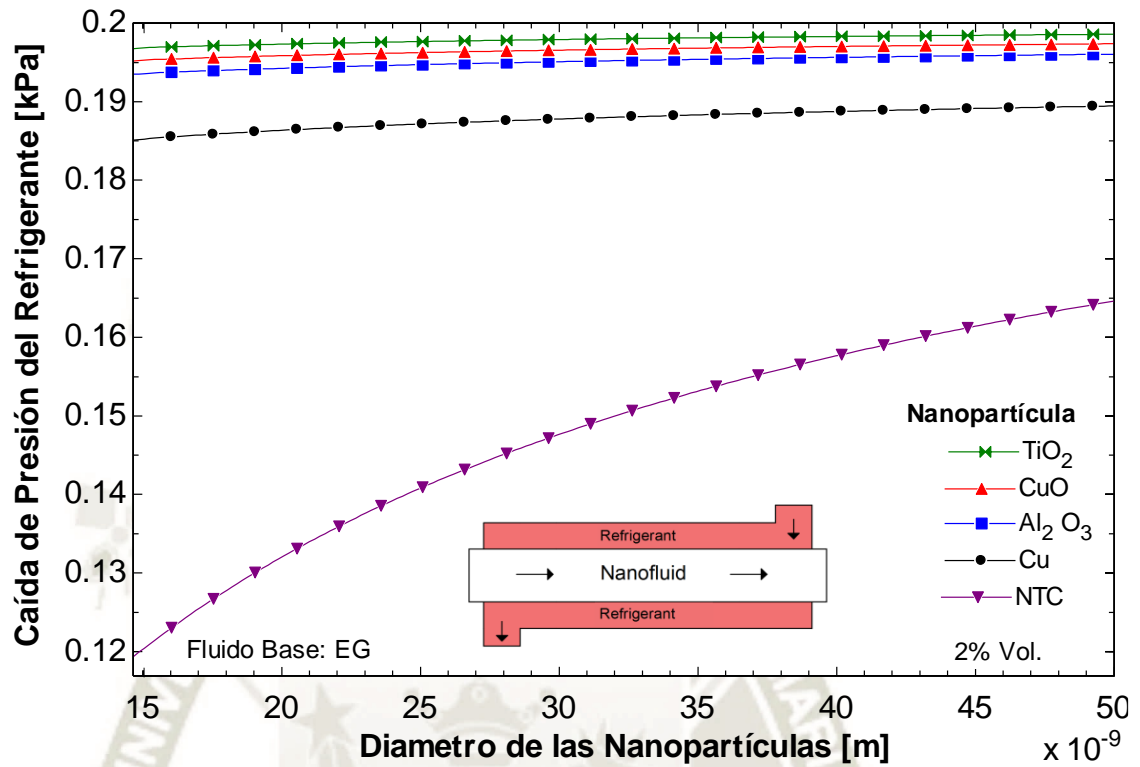


Figura 87: Caída de Presión del Refrigerante vs Diámetro de las Nanopartículas. Fuente: Propia.

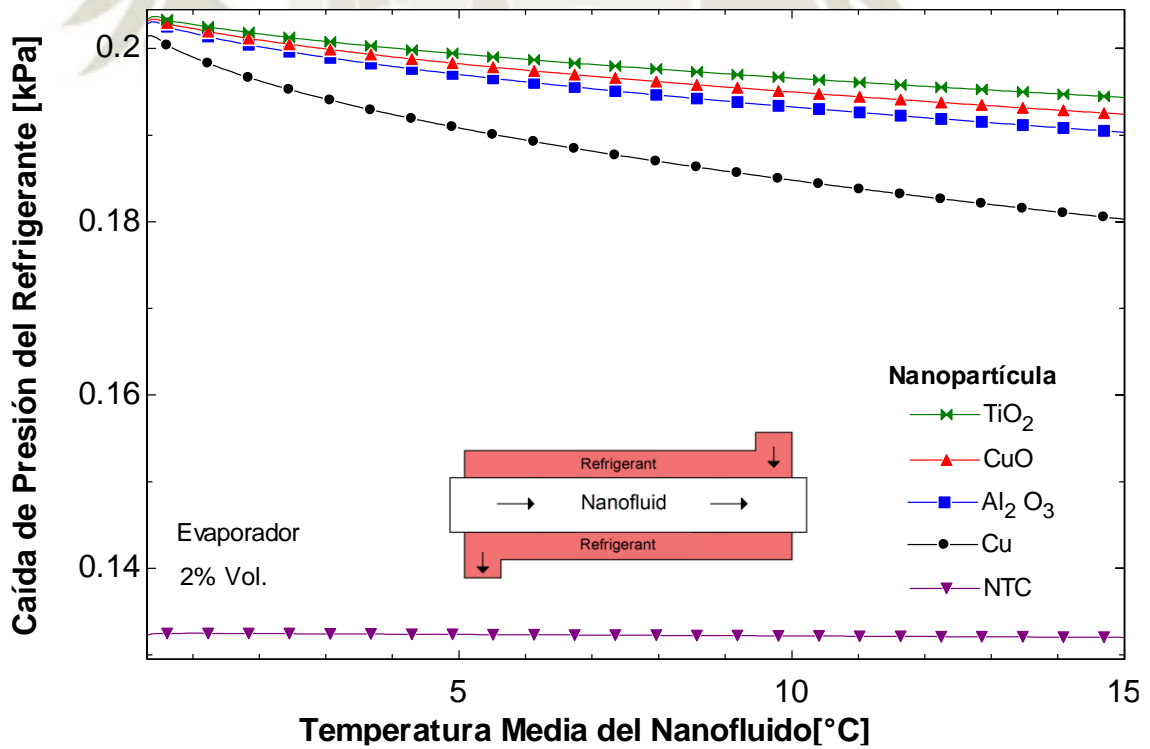


Figura 88: Caída de Presión del Refrigerante vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.

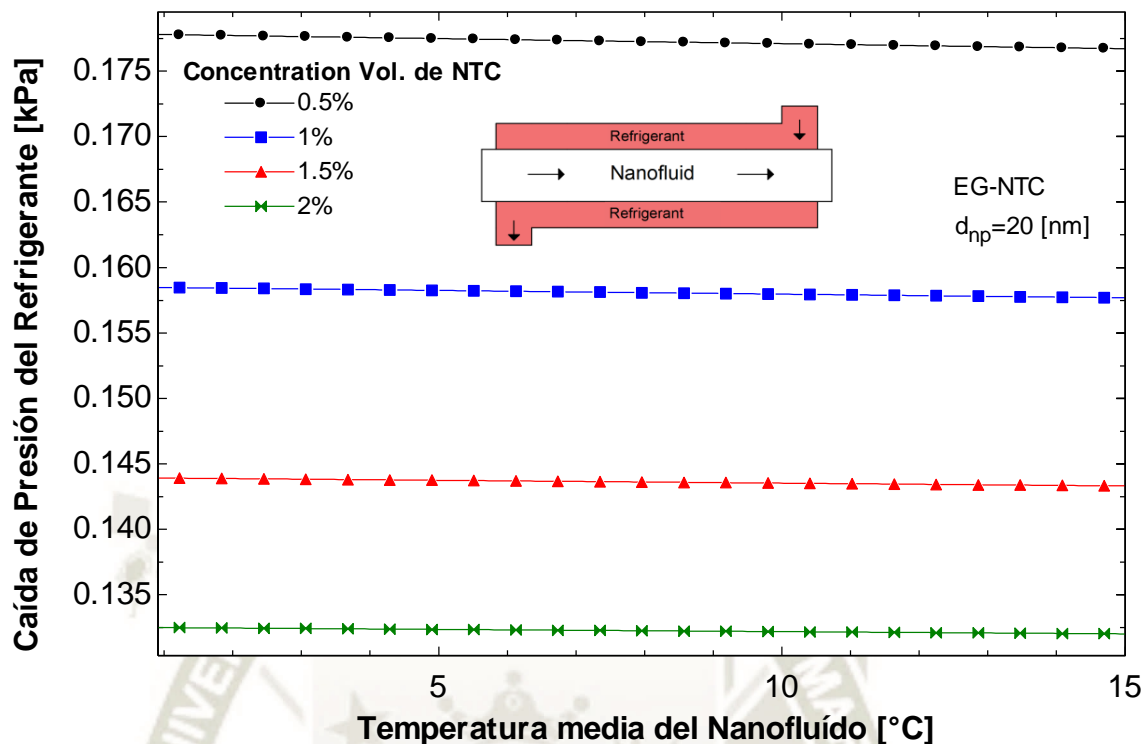


Figura 89: Caída de Presión del Refrigerante CNT vs Temperatura Media del Nanofluido. Fuente: Propia.

La figura 90 muestra el aumento de la caída de presión del nanofluido cuando se incrementa la concentración volumétrica de nanopartículas. Los resultados indican que para nanopartículas de Cu, Al₂O₃, CuO, TiO₂ existe un incremento de la caída de presión, sin embargo, esto no sucede con los nanotubos de carbono, debido a que el área del condensador se reduce considerablemente con el uso de los nanotubos de carbono produciendo una reducción abrupta de la longitud del evaporador, ocasionando una disminución de la caída de presión para concentraciones menores al 2%.

La figura 91 muestra la caída de presión del nanofluido cuando se varía la temperatura del mismo. Los resultados siguen la tendencia mostrada anteriormente, donde el uso de nanotubos de carbono produce menor caída de presión en comparación con demás nanopartículas, pero, sin mostrar cambios significativos con la variación de temperatura, tal como se muestra en la figura 92 para diferentes concentraciones de nanopartículas.

Finalmente, la potencia de bombeo del nanofluido en función de la concentración de nanopartículas, se muestra en la figura 93.

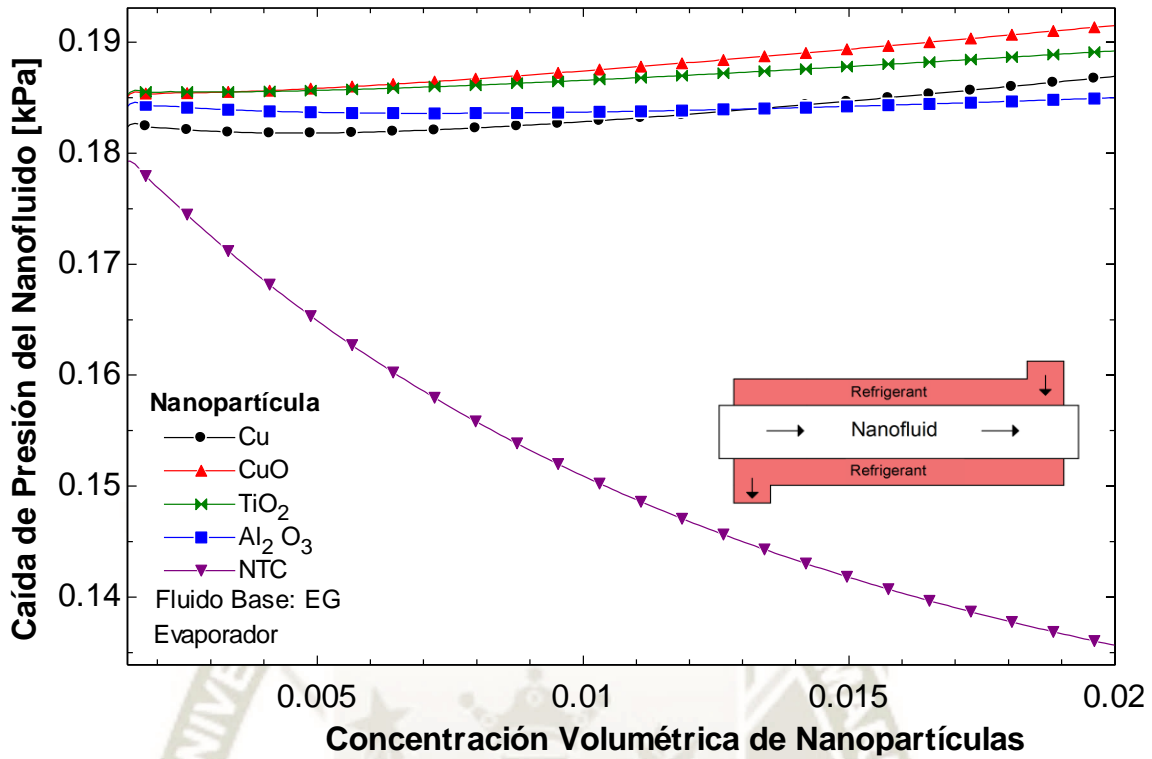


Figura 90: Caída de Presión del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas
Fuente: Propia.

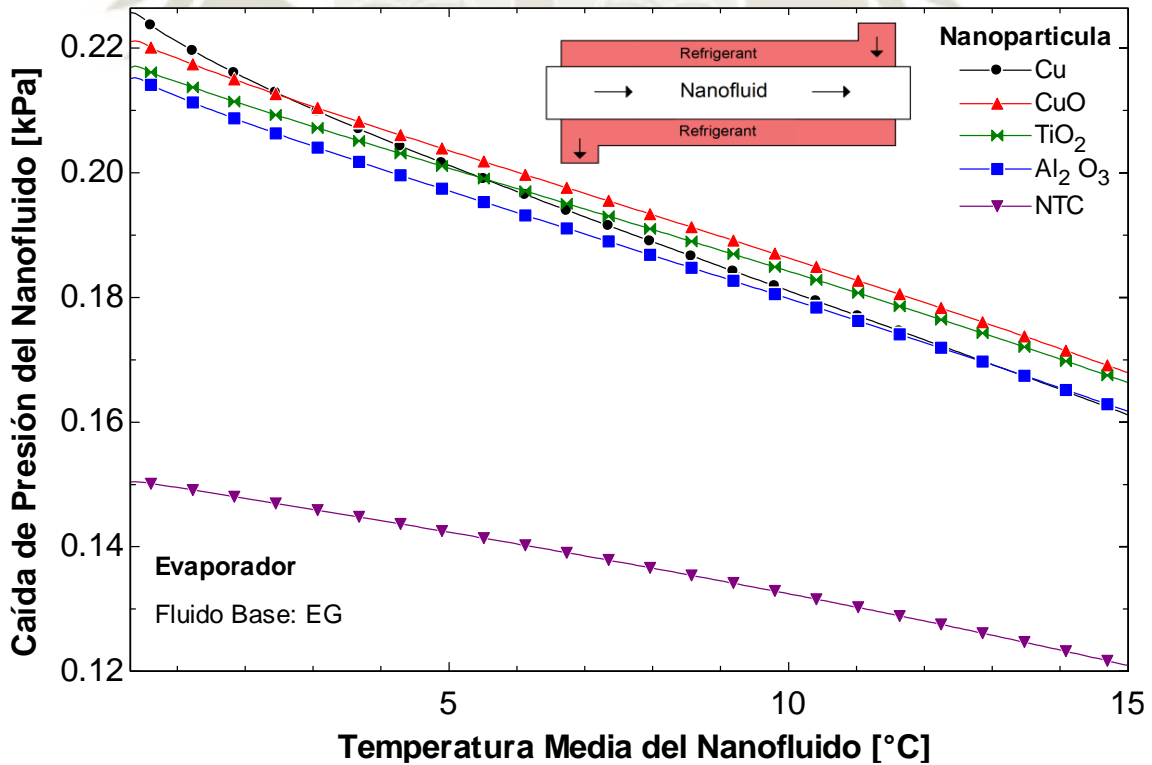


Figura 91: Caída de Presión del Nanofluido vs Temperatura media del Nanofluido. Fuente: Propia.

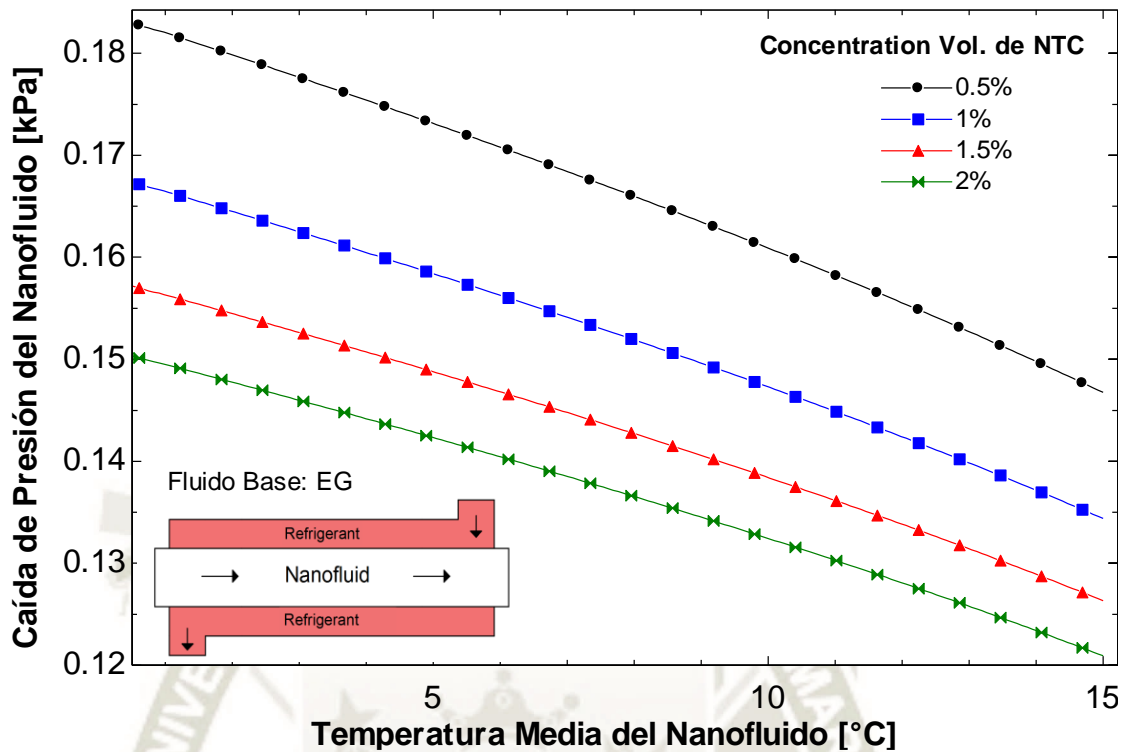


Figura 92: Caída de Presión del Nanofluido CNT vs Temperatura Media del Nanofluido. Fuente: Propia.

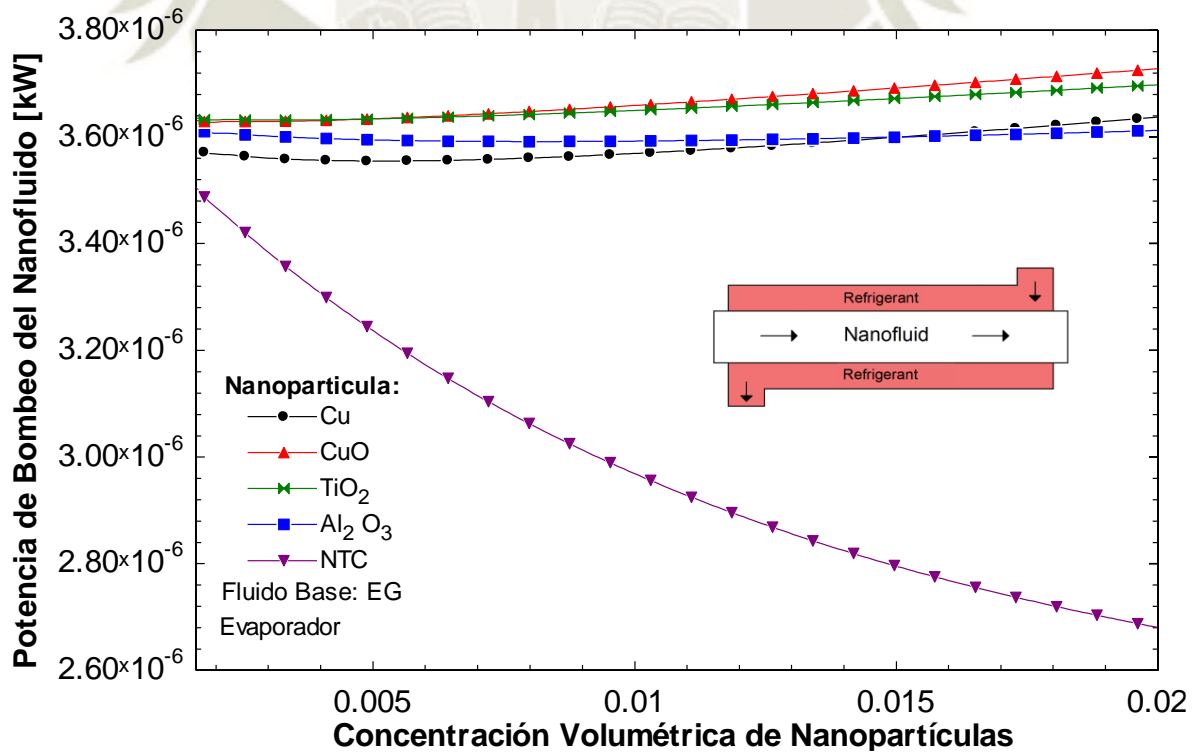


Figura 93: Potencia de Bombeo del Nanofluido vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

5.4.7. Comparación de la reducción de áreas usando distintos fluidos base

Los resultados mostrados en las secciones anteriores, coinciden en que se logra una reducción en el área del evaporador cuando se incrementa la concentración volumétrica de nanopartículas, pero se obtienen mejores resultados con el uso de nanotubos de carbono.

La figura 94 muestra la reducción del área del evaporador cuando existe un incremento de la concentración volumétrica de nanopartículas para dos tipos de nanofluidos, agua con nanotubos de carbono y etilenglicol con nanotubos de carbono.

Se observa una mayor disminución del área del evaporador cuando se utiliza etilenglicol como fluido base, sin embargo, no llega a obtener los resultados que se consiguen con el uso del agua. Esto se debe a la diferencia que existe entre ambas conductividades térmicas².

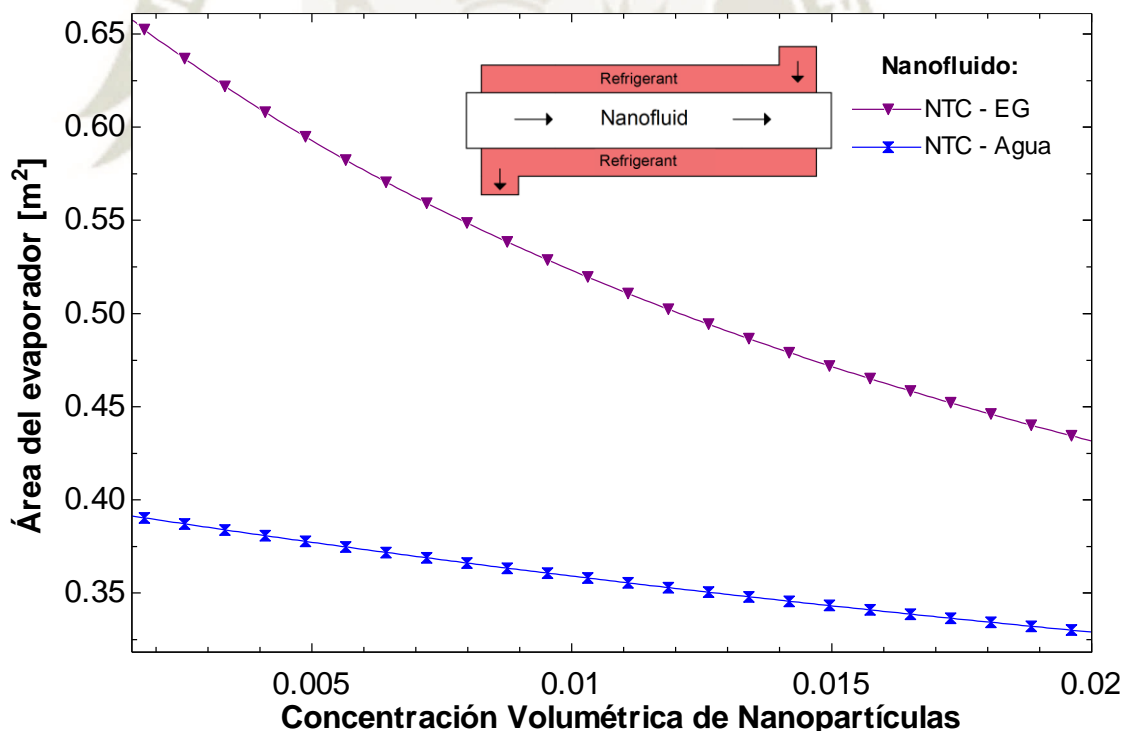


Figura 94: Área del Evaporador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

² Conductividad Térmica del Agua a condiciones estándar NIST: 0.5861 [W/m-K]

Conductividad Térmica del Etilenglicol a condiciones estándar NIST: 0.256 [W/m-K]

La figura 95 muestra la variación del área del condensador conforme se incrementa la concentración volumétrica de nanopartículas de 0.1 a 2 %, los resultados son similares a los mostrados en la figura 94, donde se obtiene una mayor reducción del área con el nanofluido compuesto por etilenglicol y NTC. pero sin lograr los resultados obtenidos con el nanofluido compuesto por agua y NTC.

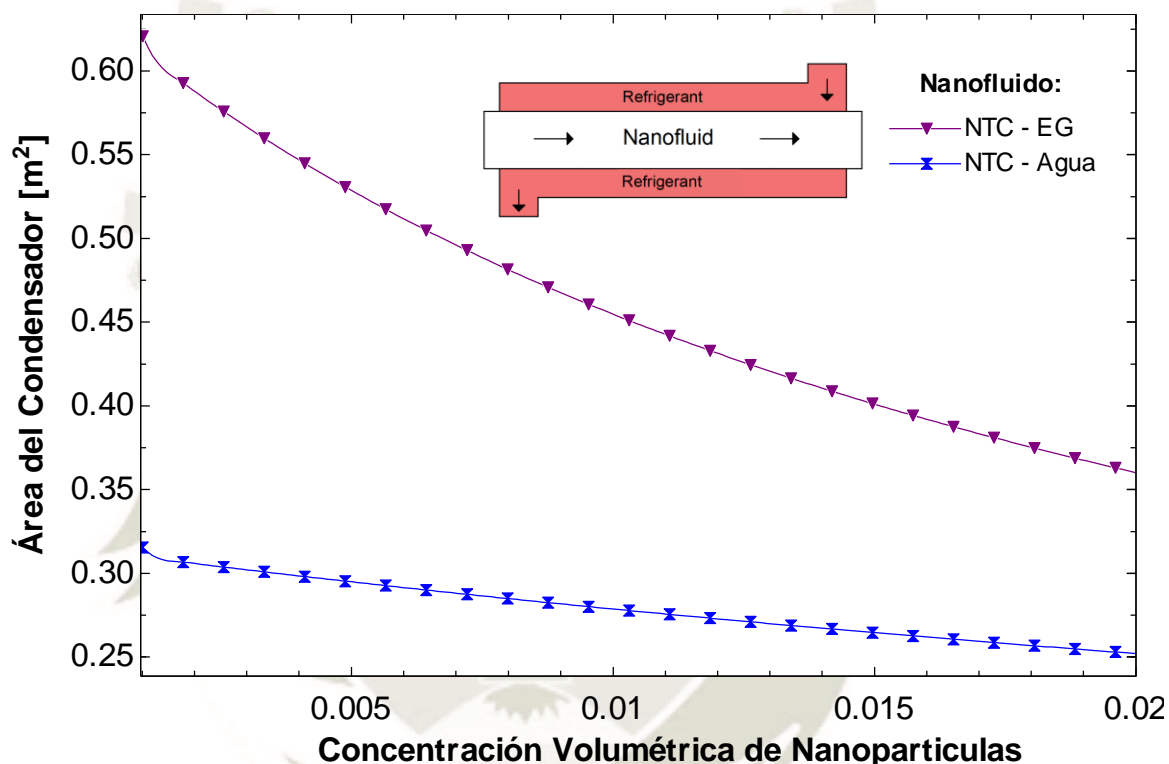


Figura 95: Área del Condensador vs Concentración Volumétrica de Nanopartículas. Fuente: Propia.

Las figuras 96 y 97 muestran la variación del flujo másico de refrigerante con distintos tipos de nanofluidos conforme aumenta la temperatura de evaporación para agua y etilenglicol respectivamente. Estos resultados se lograron manteniendo el flujo del nanofluido en el evaporador en un valor de 0.01263 [kg/s]. En ambos casos se puede observar que trabajar con nanofluidos en un sistema secundario ocasiona que la cantidad de refrigerante se vea disminuida.

En este caso el cobre produce una mayor reducción en el flujo del refrigerante, debido a que el calor específico de esta nanopartícula disminuye considerablemente con el aumento de la concentración volumétrica de nanopartículas provocando así, que el flujo de calor también disminuya.

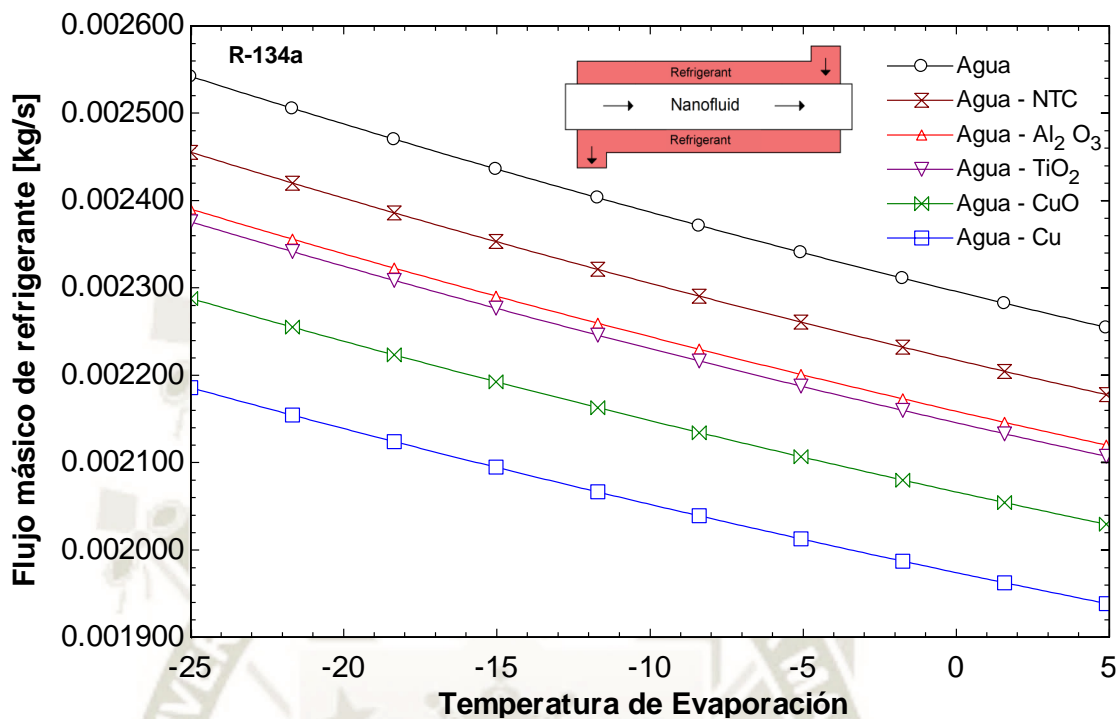


Figura 96: Flujo Másico de Refrigerante (Agua) vs Temperatura de Evaporación. Fuente: Propia.

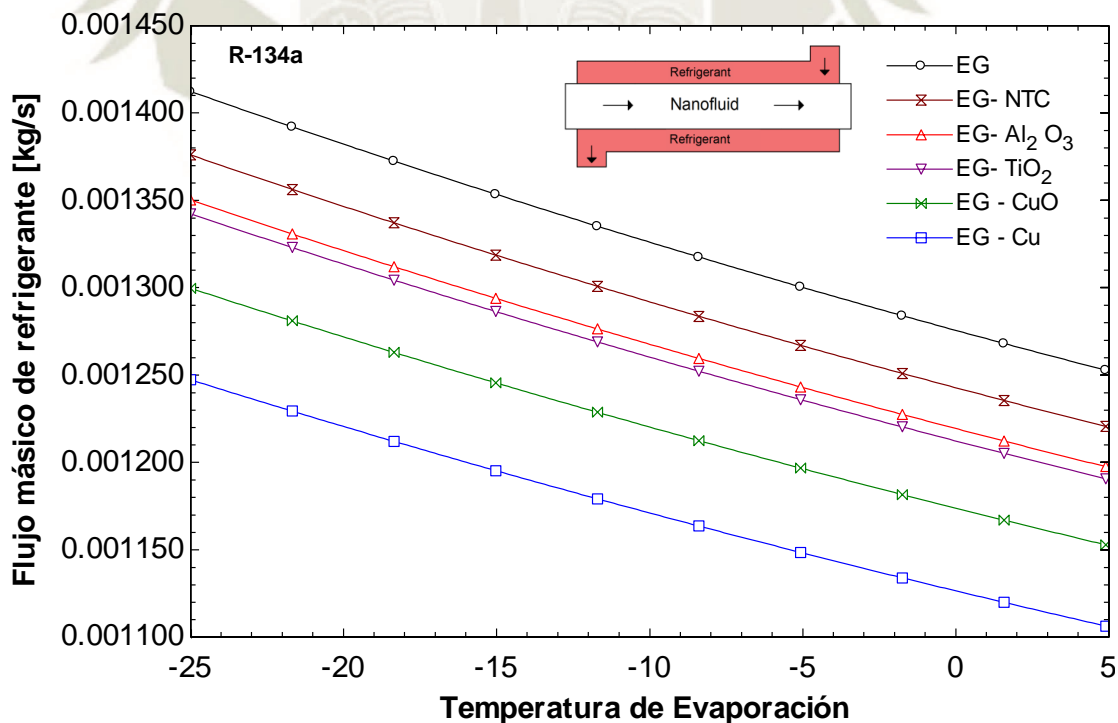


Figura 97: Flujo Másico de Refrigerante (Etilenglicol) vs Temperatura de Evaporación. Fuente: Propia.

CONCLUSIONES

Después de analizar los resultados obtenidos en la presente tesis, se llegó a las siguientes conclusiones:

- El uso de nanofluidos en sistemas de refrigeración secundarios es altamente recomendable, pues los resultados indican una reducción de la longitud del intercambiador de calor en el evaporador y condensador que puede llegar a un 42%, para el nanofluido Etilenglicol/NTC en una concentración volumétrica de 2%. Sin embargo, se obtienen mejores resultados en cuanto a la longitud del evaporador y condensador, con el nanofluido Agua/NTC, a pesar de ello no se recomienda el uso de este fluido para aplicaciones con temperaturas menores a 3°C, porque existe el peligro de congelamiento, en este caso es conveniente utilizar etilenglicol, el cual tiene un punto de congelación menor.
- En cuanto a las propiedades de los nanofluidos, se observó un aumento de hasta 97% en la conductividad térmica del nanofluido Etilenglicol/NTC al 2% de concentración volumétrica, mientras que en el nanofluido Agua/NTC a la misma concentración obtuvo alrededor de 36% de mejora en la conductividad térmica. Demostrando de esta forma, que el uso de nanotubos de carbono aumenta considerablemente la conductividad térmica de los nanofluidos, por encima de otras nanopartículas como el Cu, Al₂O₃, CuO, TiO₂, siguiendo la misma tendencia que los trabajos de investigación realizados por Patel. et al. (2008) y Thang. et al. (2015).
- Los resultados indican que la caída de presión del refrigerante disminuye en casi 30 % con el nanofluido Etilenglicol/NTC y alrededor de 17% para el nanofluido Agua/ NTC, en una concentración volumétrica del 2%, esto ocurre debido a la reducción de la longitud de los intercambiadores de calor, produciendo una mejora en la eficiencia volumétrica y aumentando la capacidad de refrigeración del sistema.

- El uso de nanopartículas permite reducir el flujo másico de refrigerante, resultando en una reducción de la carga de refrigerante, lo que conlleva a sistemas de refrigeración más compactos y eficientes. Esto es muy beneficioso, considerando el alto índice de fugas en sistemas de refrigeración.
- Los nanofluidos compuestos por nanotubos de carbono muestran un mejor desempeño en cuanto a la transferencia de calor, pues existe una mejora de casi 15% por encima de los resultados obtenidos con las nanopartículas de Cu, CuO, Al₂O₃, y TiO₂.
- El aumento en la concentración volumétrica de Cu, Al₂O₃, CuO y TiO₂, aumenta la caída de presión del nanofluido, en cambio, los nanotubos de carbono en bajas concentraciones muestran una reducción, esto gracias a la conductividad térmica ultra alta que poseen, que reduce abruptamente la longitud de la tubería. Esto mismo sucede con la potencia de bombeo del nanofluido, ya que depende en gran parte de la caída de presión.
- En base a esta tesis, se elaboró el manuscrito titulado “Análisis numérico del uso de nanofluidos en circuitos de refrigeración secundarios” a ser sometido a una revista científica.

RECOMENDACIONES

- Desarrollar una correlación para hallar la conductividad térmica de los nanofluidos (NTC-Agua) y (NTC-Etilenglicol) que dependa de la temperatura media del nanofluido.
- Estudiar el comportamiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, con el nanofluido circulando por la sección anular y el refrigerante por la tubería interna del intercambiador de calor del evaporador y condensador.
- Utilizar otro tipo de nanopartículas que presenten mejores propiedades termofísicas, como las nanopartículas de grafeno.
- Encontrar otro tipo de intercambiador de calor para el evaporador y condensador, como un intercambiador de doble tubo helicoidal o de microcanales.
- Desarrollar este estudio en sistemas de mayor capacidad de refrigeración, como los sistemas utilizados en supermercados, que presentan un alto índice de fuga de refrigerante.
- Realizar un análisis de los principales parámetros de refrigeración, utilizando un refrigerante diferente, como el R407a, R450a y el R744, que son más amigables con el medio ambiente, y contribuyen en menor medida con el calentamiento global.

BIBLIOGRAFIA

- Abderrezak, S., & Sid Ali, B. (2013). *Etude Et Dimensionnement d' un Compresseur Glacé Pour Proces Cevital*.
- Akilu, S., Sharma, K. V., Baheta, A. T., & Mamat, R. (2016). A review of thermophysical properties of water based composite nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 66, 654–678. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.08.036>
- ARANER. (2018). The Vapor Compression Refrigeration Cycle, Step By Step. Retrieved June 30, 2018, from <https://www.araner.com/blog/vapor-compression-refrigeration-cycle/>
- ASHRAE. (2017). *2017, ASHRAE fundamental handbook SI*.
- Askari, S., Lotfi, R., Seifkordi, A., Rashidi, A. M., & Koolivand, H. (2016). A novel approach for energy and water conservation in wet cooling towers by using MWNTs and nanoporous graphene nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 109, 10–18. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2015.11.053>
- Azmi, W. H., Sharma, K. V., Sarma, P. K., Mamat, R., & Anuar, S. (2014). Comparison of convective heat transfer coefficient and friction factor of TiO₂nanofluid flow in a tube with twisted tape inserts. *International Journal of Thermal Sciences*, 81(1), 84–93. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.03.002>
- Barbés, B., Páramo, R., Blanco, E., Pastoriza-Gallego, M. J., Piñeiro, M. M., Legido, J. L., & Casanova, C. (2013). Thermal conductivity and specific heat capacity measurements of Al₂O₃ nanofluids. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 111(2), 1615–1625. <https://doi.org/10.1007/s10973-012-2534-9>
- Batchelor, G. K., & Green, J. T. (1972). The determination of the bulk stress in a suspension of spherical particles to order c^2 . *Journal of Fluid Mechanics*, 56(03), 401. <https://doi.org/10.1017/S0022112072002435>
- Bhattad, A., Sarkar, J., & Ghosh, P. (2018). Improving the performance of refrigeration systems by using nanofluids: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82(November 2017), 3656–3669. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.097>
- Bobbo, S., Colla, L., & Fedele, L. (2012). Nanofluids: A new generation of high efficiency fluids. *Energy Learning*, 1–5.
- Brennen, C. E. (Christopher E. (2005). *Fundamentals of multiphase flow*. Cambridge

University Press.

- Cárdenas Gómez, A. O., Hoffmann, A. R. K., & Bandarra Filho, E. P. (2015). Experimental evaluation of CNT nanofluids in single-phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 86, 277–287. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.02.066>
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de Calor Y Masa. Fundamentos y aplicaciones* (4th ed.).
- Chamsa-ard, W., Brundavanam, S., Fung, C., Fawcett, D., & Poinern, G. (2017). Nanofluid Types, Their Synthesis, Properties and Incorporation in Direct Solar Thermal Collectors: A Review. *Nanomaterials*, 7(6), 131. <https://doi.org/10.3390/nano7060131>
- Chen, J. C. (1966). Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*, 5(3), 322–329. <https://doi.org/10.1021/i260019a023>
- Choi, J. Y., Kedzierski, M. A., & Domanski, P. A. (2001). Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation in Smooth and Micro-Fin Tubes. Retrieved from <https://www.nist.gov/publications/generalized-pressure-drop-correlation-evaporation-and-condensation-smooth-and-micro-fin>
- Chong, K. P. (2008). Nano science and engineering in solid mechanics. *Acta Mechanica Solida Sinica*, 21(2), 95–103. <https://doi.org/10.1007/s10338-008-0812-7>
- Ciconkov, R., & Ciconkov, V. (2007). Work Characteristics of Reciprocating Compressor for Refrigeration System Developed With Computer. *Proceedings of the International Congress of Refrigeration, International Congress of Refrigeration 2007, Beijing.*, 1–9.
- Ciconkov, R., & Hilligweg, A. (2003). Simulation des Leistungs- verhaltens von Rohrbündelverdampfern und gesamten Kälteanlagen. *Ki Kälte Und Klimatechnik, Ki Luft- Und Kältetechnik*, 3, 161–165.
- Colangelo, G., Favale, E., Milanese, M., de Risi, A., & Laforgia, D. (2017). Cooling of electronic devices: Nanofluids contribution. *Applied Thermal Engineering*, 127, 421–435. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.042>
- Corcione, M. (2011). Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 52(1), 789–793. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.072>
- Costa, M. L. M., & Parise, J. A. R. (1993). A THREE-ZONE SIMULATION MODEL FOR AIR-COOLED CONDENSERS, 13(2), 97–113.
- Coumaressin, T., & Palaniradja, K. (2014). Performance Analysis of a Refrigeration System

- Using Nano Fluid. *International Journal of Advanced Mechanical Engineering*, 4(4), 459–470.
- Dalkilic, A. S. (2011). Condensation pressure drop characteristics of various refrigerants in a horizontal smooth tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(4), 504–512. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.12.029>
- Deodhar, M. S., Shirode, a R., & Kadam, V. J. (2014). International Journal of Pharmaceutical Sciences and Drug Research Review Article CODEN (USA): IJPSP High Performance Nanoparticle Fluid Suspensions (Nanofluids): A Future of Pharmaceutical Nanotechnology. *International Journal of Pharmaceutical Sciences and Drug Research*, 6(4), 263–270.
- Devotta, S., Sicars, S., Agarwal, R., Anderson, J., Bivens, D., Colbourne, D., ... El-Talouny, A. (2005). Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System. Chapter 4: Refrigeration, 227–261. Retrieved from <https://www.ipcc.ch/pdf/special-reports/sroc/sroc04.pdf>
- Dincer, I., & Kanoglu, M. (2011). *Refrigeration Systems and Applications*. Wiley. Retrieved from https://books.google.com.pe/books/about/Refrigeration_Systems_and_Applications.html?id=XI8Uv9ROpbQC&redir_esc=y
- Dittus, F. W. (1930). *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type*. Berkeley, Calif.: University of California press,. Retrieved from <https://searchworks.stanford.edu/view/1416803>
- Dittus, F. W., & Boelter, L. M. K. (1985). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 12(1), 3–22. [https://doi.org/10.1016/0735-1933\(85\)90003-X](https://doi.org/10.1016/0735-1933(85)90003-X)
- Eastman, J. A., Choi, S. U. S., Li, S., Yu, W., & Thompson, L. J. (2001). Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles. *Applied Physics Letters*, 78(6), 718–720. <https://doi.org/10.1063/1.1341218>
- Einstein, A. (1905). A new determination of molecular dimensions. *Ann. Phys.*, 4, 37–62.
- El Hajal, J., Thome, J. R., & Cavallini, A. (2003). Condensation in horizontal tubes, part 1: Two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(18), 3349–3363. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00139-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00139-X)
- Elsheikh, A. H., Sharshir, S. W., Mostafa, M. E., Essa, F. A., & Ahmed Ali, M. K. (2018).

- Applications of nanofluids in solar energy: A review of recent advances. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82(October 2017), 3483–3502. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.108>
- Embraco | Catalogue. (2018). Retrieved July 23, 2018, from <http://www.embraco.com/catalog/Default.aspx?language=ES>
- Environmental Protection Agency [EPA]. (2017). Transitioning to Low-GWP Alternatives in Commercial Refrigeration, 5. Retrieved from https://www.epa.gov/sites/production/files/2015-07/documents/transitioning_to_low-gwp_alternatives_in_commercial_refrigeration.pdf
- Fox, R. W., Pritchard, P. J., & McDonald, A. T. (2011). *Fox and McDonald's introduction to fluid mechanics*. (8th ed. /). Hoboken NJ ;Chichester: John Wiley & Sons, Inc. Retrieved from <http://www.worldcat.org/title/fox-and-mcdonalds-introduction-to-fluid-mechanics/oclc/694944255>
- Gungor, K. E., & Winterton, R. H. S. (1986a). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29(3), 351–358. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(86\)90205-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(86)90205-X)
- Gungor, K. E., & Winterton, R. H. S. (1986b). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29(3), 351–358. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(86\)90205-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(86)90205-X)
- Gupta, M., Singh, V., Kumar, R., & Said, Z. (2017). A review on thermophysical properties of nanofluids and heat transfer applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74(December 2015), 638–670. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.073>
- Hamilton, R. L., & Crosser, O. K. (1962). Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 1(3), 187–191. <https://doi.org/10.1021/i160003a005>
- Ho, C. J., Liu, W. K., Chang, Y. S., & Lin, C. C. (2010). Natural convection heat transfer of alumina-water nanofluid in vertical square enclosures: An experimental study. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(8), 1345–1353. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHEMALSCI.2010.02.013>
- Hwang, Y. J., Ahn, Y. C., Shin, H. S., Lee, C. G., Kim, G. T., Park, H. S., & Lee, J. K. (2006). Investigation on characteristics of thermal conductivity enhancement of nanofluids. *Current Applied Physics*, 6(6 SPEC. ISS.), 1068–1071. <https://doi.org/10.1016/j.cap.2005.07.021>

- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1998). *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. Livros Técnicos e Científicos. Retrieved from https://books.google.com.pe/books/about/Fundamentos_de_transferência_de_calor_e.html?hl=pt-PT&id=LzhyAAAACAAJ&redir_esc=y
- 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>
- Jiang, W., Ding, G., & Peng, H. (2009). Measurement and model on thermal conductivities of carbon nanotube nanorefrigerants. *International Journal of Thermal Sciences*, *48*(6), 1108–1115. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2008.11.012>
- Kandlikar, S. G. (1990). A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes. *Journal of Heat Transfer*, *112*(1), 219. <https://doi.org/10.1115/1.2910348>
- Kattan, N., Thome, J. R., & Favrat, D. (1998). Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 1—Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map. *Journal of Heat Transfer*, *120*(1), 140. <https://doi.org/10.1115/1.2830037>
- Khanafar, K., & Vafai, K. (2011). A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *54*(19–20), 4410–4428. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.04.048>
- Klein, S. A., & Reindl, D. T. (1999). Develop Data Base for Determining Optimum Compressor Rating Points for Residential Refrigerator and Freezer Compressors. *ASHRAE Report 870*, (May 1999).
- Klein, S., & Nellis, G. (2014). *Mastering EES*, 608.
- Kumar, P. G., Kumaresan, V., & Velraj, R. (2016). Experimental investigation on thermophysical properties of solar glycol dispersed with multi-walled carbon nanotubes. *Fullerenes Nanotubes and Carbon Nanostructures*, *24*(10). <https://doi.org/10.1080/1536383X.2016.1219852>
- Lee, S., Choi, S. U.-S., Li, S., & Eastman, J. A. (1999). Measuring Thermal Conductivity of Fluids Containing Oxide Nanoparticles. *Journal of Heat Transfer*, *121*(2), 280. <https://doi.org/10.1115/1.2825978>
- Leong, K. Y., Ong, H. C., Amer, N. H., Norazrina, M. J., Risby, M. S., & Ku Ahmad, K. Z. (2016). An overview on current application of nanofluids in solar thermal collector and its challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *53*, 1092–1105.

- <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.060>
- Li, H., Yang, W., Yu, Z., & Zhao, L. (2015). The Performance of a Heat Pump using Nanofluid (R22+TiO₂) as the Working Fluid-an Experimental Study. *Energy Procedia*, 75(lii), 1838–1843. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.158>
- Lin, L., Peng, H., Chang, Z., & Ding, G. (2017). Experimental research on degradation of nanolubricant–refrigerant mixture during continuous alternation processes of condensation and evaporation. *International Journal of Refrigeration*, 76, 97–108. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2016.12.021>
- Liu, H., Song, X., & Gao, Y. (2017). Study on Cooling Characteristics of Water-based Carbon Nanotube Nanofluids for Internal Combustion Engines, 59, 1075–1080. <https://doi.org/10.3303/CET1759180>
- Lu, L., Liu, Z.-H., & Xiao, H.-S. (2011). Thermal performance of an open thermosyphon using nanofluids for high-temperature evacuated tubular solar collectors: Part 1: Indoor experiment. *Solar Energy*, 85(2), 379–387. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2010.11.008>
- Mahbulul, I. M., Saadah, A., Saidur, R., Khairul, M. A., & Kamyar, A. (2015). Thermal performance analysis of Al₂O₃/R-134a nanorefrigerant. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 85, 1034–1040. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2015.02.038>
- Marron Matta, C. A. (2018). *Obtención de Nanofluidos a partir de Nanotubos de Carbono en Agua Deionizada como Fluido Base*. Universidad Católica de Santa María. Retrieved from <http://tesis.ucsm.edu.pe/repositorio/handle/UCSM/7871>
- Martins Costa, M. L., & Parise, J. A. R. (1993). A three-zone simulation model for a air-cooled condensers. *Heat Recovery Systems and CHP*, 13(2), 97–113. [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(93\)90029-U](https://doi.org/10.1016/0890-4332(93)90029-U)
- Maxwell, J. C. (1881). *A treatise on electricity and magnetism. Vol. 1*. Literary Licensing. Retrieved from https://books.google.com.pe/books/about/A_Treatise_on_Electricity_and_Magnetism.html?id=g4zdoQEACAAJ&redir_esc=y
- Melinder, Å. (2008). Handbook on indirect refrigeration and heat pump systems, 1(0), 1–158.
- Menéndez Díaz, J. Á. (2014). Movimiento Browniano. Retrieved July 22, 2018, from http://www.incar.csic.es/angelm_d_cv

- Meyer, J. P., McKrell, T. J., & Grote, K. (2013). The influence of multi-walled carbon nanotubes on single-phase heat transfer and pressure drop characteristics in the transitional flow regime of smooth tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58(1–2), 597–609. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.11.074>
- Mishra, P. C. (2013). Application and Future of Nanofluids in Automobiles : An Overview on Current Research Application and Future of Nanofluids in Automobiles : An Overview on Current Research, (July 2016).
- Mishra, P. C., Mukherjee, S., Nayak, S. K., & Panda, A. (2014). A brief review on viscosity of nanofluids. *International Nano Letters*, 4(4), 109–120. <https://doi.org/10.1007/s40089-014-0126-3>
- Moreno Romero, T. J., Cadena Nogales, A. C., Vera Luzuriaga, J. G., & Orozco Cantos, L. S. (2018). Análisis comparativo de la utilización de refrigerantes alternativos en un chiller. *Dominio de Las Ciencias*, 4, 418–433.
- Munoz, P. S. (2015). *Secondary Fluids Used in Indirect Refrigeration Systems in Sweden*. KTH School of Industrial Engineering and Management Energy Technology.
- 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>
- Murshed, S. M. S., Leong, K. C., & Yang, C. (2005). Enhanced thermal conductivity of TiO₂—water based nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 44(4), 367–373. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHERMALSCI.2004.12.005>
- Murshed, S. M. S., & Nieto De Castro, C. A. (2014). Superior thermal features of carbon nanotubes-based nanofluids - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 37, 155–167. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.05.017>
- Noie, S. H., Heris, S. Z., Kahani, M., & Nowee, S. M. (2009). Heat transfer enhancement using Al₂O₃/water nanofluid in a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30(4), 700–705. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATFLUIDFLOW.2009.03.001>
- O'Hanley, H., Buongiorno, J., McKrell, T., & Hu, L. (2012). Measurement and Model Validation of Nanofluid Specific Heat Capacity with Differential Scanning Calorimetry. *Advances in Mechanical Engineering*, 4, 181079. <https://doi.org/10.1155/2012/181079>
- Omidi, M., Farhadi, M., & Jafari, M. (2017). A comprehensive review on double pipe heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1075–1090.

- <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.027>
- Pak, B. C., & Cho, Y. I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 11(2), 151–170. <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>
- Palm, B. (2004). Evaporators. *Refrigerating Engineering*, 8:1-8:64.
- Patel, H. E., Anoop, K. B., Sundararajan, T., & Das, S. K. (2008). Model for thermal conductivity of CNT-nanofluids. *Bulletin of Material Science*, 31(3), 387–390. <https://doi.org/10.1007/s12034-008-0060-y>
- Patel, H. E., Sundararajan, T., & Das, S. K. (2010). An experimental investigation into the thermal conductivity enhancement in oxide and metallic nanofluids. *Journal of Nanoparticle Research*, 12(3), 1015–1031. <https://doi.org/10.1007/s11051-009-9658-2>
- Pedone, E., & Filho, B. (2008). Single-Phase Flow of Nanofluids Inside Tubes. *12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences*, 1–8.
- Productos Nacobre S.A. (2016). *Manual Técnico de Cobre*. Retrieved from <http://www.nacobre.com.mx/>
- Rafiq, M., Lv, Y., & Li, C. (2016). A Review on Properties, Opportunities, and Challenges of Transformer Oil-Based Nanofluids. *Journal of Nanomaterials*, 2016. <https://doi.org/10.1155/2016/8371560>
- Rouhani, S. Z., & Axelsson, E. (1970). Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 13(2), 383–393. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(70\)90114-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(70)90114-6)
- Sadik, K., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers. Selection, Rating, and Thermal Desing*. Retrieved from www.mhhe.com
- Saleh, H., Alali, E., & Ebaid, A. (2017). Medical applications for the flow of carbon-nanotubes suspended nanofluids in the presence of convective condition using Laplace transform. *Journal of the Association of Arab Universities for Basic and Applied Sciences*, 24, 206–212. <https://doi.org/10.1016/j.jaubas.2016.12.001>
- ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books. (2018). Retrieved June 23, 2018, from <https://www.sciencedirect.com/>
- Sharma, K. V, Sarma, P. K., Azmi, W. H., Mamat, R., Kadirgama, K., nf, B., & μ , ρ UD. (2012). Correlations To Predict Friction and Forced Convection Heat Transfer Coefficients of Water Based Nanofluids. *Ijmntftp*, 3(4), 1–25.
- 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 nanofluids. *Energy*, 89, 1065–1086. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.105>
- Soliman, A. M. A., Taher, S. H., Abdel-Rahman, A. K., & Ookawara, S. (2015). Performance enhancement of vapor compression cycle using nano materials. In *2015 International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA)* (pp. 821–826). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICRERA.2015.7418526>
- Stoecker, W. F. (1998). *Industrial refrigeration handbook*. McGraw-Hill. Retrieved from <https://www.accessengineeringlibrary.com/browse/industrial-refrigeration-handbook#fullDetails>
- Stoecker, W. F., & Saiz Jabardo, J. M. (2002). *Refrigeração industrial*. Edgard Blucher. Retrieved from <https://www.traca.com.br/livro/99845/>
- Subheddar, D. G., Ramani, B. M., & Gupta, A. (2018). Experimental investigation of heat transfer potential of Al₂O₃/Water-Mono Ethylene Glycol nanofluids as a car radiator coolant. *Case Studies in Thermal Engineering*, 11, 26–34. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2017.11.009>
- Subramaniyan, A. L., & Ilangovan, R. (2015). A report on the latest trends in nanofluid research. *International Journal of Nano Dimension*, 6(3), 323–328.
- Talleres y Repuestos. (2018). Como saber si hay un problema en el sistema de refrigeración. Retrieved July 22, 2018, from <https://talleresyrepuestos.com/documentacion-tecnica/sistema-de-refrigeracion-del-motor/345-como-saber-s-hay-un-problema-en-el-sistema-de-refrigeracion>
- Thang, B. H., Khoi, P. H., & Minh, P. N. (2015). A modified model for thermal conductivity of carbon nanotube-nanofluids. *Physics of Fluids*, 27(3). <https://doi.org/10.1063/1.4914405>
- Thome, J. R., El Hajal, J., & Cavallini, A. (2003). Condensation in horizontal tubes, part 2: New heat transfer model based on flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(18), 3365–3387. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00140-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00140-6)
- Timofeeva, E. V., Routbort, J. L., & Singh, D. (2009). Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids. *Journal of Applied Physics*, 106(1). <https://doi.org/10.1063/1.3155999>
- UI Islam, S. (2017). What is the Newton-Raphson method? - Quora. Retrieved July 23, 2018, from <https://www.quora.com/What-is-the-Newton-Raphson-method>

- Uribe, G. M., & López, J. L. R. (2007). La nanociencia y la nanotecnología: una revolución en curso. *Revista Perfiles Latinoamericanos*, 14(29), 161–186. Retrieved from <http://perfilesla.flacso.edu.mx/index.php/perfilesla/article/view/209>
- Valdez, J., Pruzaesky, F., & Reis Parise, J. A. (2010). A Numerical Study on the Application of Nanofluids in Refrigeration Systems.
- Valdez Loaiza, J. C. (2009). Simulação de um Sistema de Refrigeração Operando com Nanofluido como Fluido Secundário. *Thesis*.
- Vasconcelos, A. A., Cárdenas Gómez, A. O., Bandarra Filho, E. P., & Parise, J. A. R. (2017). Experimental evaluation of SWCNT-water nanofluid as a secondary fluid in a refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 111, 1487–1492. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.126>
- Vasu, V., Krishna, K. R., & Kumar, A. C. S. (2008). Empirical correlations to predict thermophysical and heat transfer characteristics of nanofluids. *Thermal Science*, 12(2), 27–37. <https://doi.org/10.2298/TSCI0802027V>
- Walvekar, R., Faris, I. A., & Khalid, M. (2012). Thermal conductivity of carbon nanotube nanofluid-Experimental and theoretical study. *Heat Transfer-Asian Research*, 41(2), 145–163. <https://doi.org/10.1002/htj.20405>
- Wang, S. K. (2000). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*.
- Wen, D., & Ding, Y. (2004). Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(24), 5181–5188. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.07.012>
- Wu, G. S., Yang, J. K., Ge, S. L., Wang, Y. J., Chen, M. H., & Chen, Y. F. (2009). Thermal Conductivity Measurement for Carbon-Nanotube Suspensions with 3ω Method. *Advanced Materials Research*, 60–61, 394–398. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.60-61.394>
- Xie, H., Wang, J., Xi, T., Liu, Y., Ai, F., & Wu, Q. (2002). Thermal conductivity enhancement of suspensions containing nanosized alumina particles. *Journal of Applied Physics*, 91(7), 4568–4572. <https://doi.org/10.1063/1.1454184>
- Xuan, Y., & Roetzel, W. (2000). Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(19), 3701–3707. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00369-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00369-5)
- Yang, Y., Zhang, Z. G., Grulke, E. A., Anderson, W. B., & Wu, G. (2005). Heat transfer

- properties of nanoparticle-in-fluid dispersions (nanofluids) in laminar flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(6), 1107–1116. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.038>
- Yousefi, T., Veisy, F., Shojaeizadeh, E., & Zinadini, S. (2012). An experimental investigation on the effect of MWCNT-H₂O nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 39, 207–212. <https://doi.org/10.1016/J.EXPTHERMFLUSCI.2012.01.025>
- Yu, W., France, D. M., Routbort, J. L., & Choi, S. U. S. (2008). Review and comparison of nanofluid thermal conductivity and heat transfer enhancements. *Heat Transfer Engineering*, 29(5), 432–460. <https://doi.org/10.1080/01457630701850851>
- Zhou, S.-Q., & Ni, R. (2008). Measurement of the specific heat capacity of water-based Al₂O₃ nanofluid. *Applied Physics Letters*, 92(9), 093123. <https://doi.org/10.1063/1.2890431>
- Zurcher, O., Thome, J. R., & Favrat, D. (1999). {E}vaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions. *Journal of Heat Transfer - Transactions of Asme*, 121(1), 89–101. <https://doi.org/10.1115/1.2825974>

ANEXOS

A. Ficha Técnica del compresor utilizado

embraco		DATOS TÉCNICOS DEL COMPRESOR	
DEFINICIÓN DEL COMPRESOR			
Denominación	EM T37HDP		
Voltage / Frecuencia nominal	200-230 V 50 Hz / 208-230 V 60 Hz		
Código de Ingeniería	194IB67		
A - APLICACIÓN / CONDICIONES LÍMITES DE TRABAJO			
1 Tipo	Compresor recíproco		
2 Refrigerante	R-134a		
3 Voltaje y frecuencia nominal	200-230 / 50	[V / Hz]	
4 Tipo de aplicación			
4.1 Rango de temperatura de evaporación	-15°C para 10°C	(5°F para 50°F)	
5 Tipo de motor	RSIR		
6 Torque de Arranque	LST - Bajo Torque de Arranque		
7 Elemento de control	Tubo capilar		
8 Enfriamiento del compresor		Rango de voltaje de operación	
		50 Hz	60 Hz
8.1 LBP (32°C Temperatura ambiente)	-	-	-
8.2 LBP (43°C Temperatura ambiente)	-	-	-
8.3 HBP (32°C Temperatura ambiente)	-	-	-
8.4 HBP (43°C Temperatura ambiente)	-	-	-
9 Máxima presión/temperatura de condensación			
9.1 Operación (gauge)	16.2	[kgf/cm ²] (230 psig)	/ °C - °F
9.2 Pico (gauge)	20.6	[kgf/cm ²] (293 psig)	/ °C - °F
10 Máxima temperatura de las bobinas	130	[°C]	
B - DATOS MECÁNICOS			
1 Referencia Comercial	1/8	[hp]	
2 Desplazamiento	3.40	[cm ³] (0.207 cu.in)	
2.1 Diametro [mm]	19.000		
2.2 Curso [mm]	12.000		
3 Carga de aceite	180	[ml] (6.09 fl.oz)	
3.1 Aceites aprobados			
3.2 Tipo/Viscosidad del aceite	ESTER / ISO22		
4 Peso (com carga de aceite)	7.7	[kg] (16.98 lb.)	
5 Carga de nitrógeno	-	[kgf/cm ²]	

Anexo 1 : Ficha técnica del compresor. Fuente: ("Embraco | Catalogue," 2018).

B. Catálogo de tuberías tipo “L”

Tubería de cobre de temple rígido Tipo “L”

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Lb/pie kg/m	libras kilogramos	PSI kg/cm ²	PSI kg/cm ²	G. P. M. L. P. M.
1/4"	0.375"	0.315"	0.030"	0.126	2.524	7,200	1,440	
6.35 mm	9.525	8.001	0.762	0.187	1.146	506.16	101.23	
3/8"	0.500"	0.430"	0.035"	0.198	3.965	6,300	1,260	1.873
9.50 mm	12.700	10.922	0.889	0.295	1.800	442.89	88.57	7.089
1/2"	0.625"	0.545"	0.040"	0.285	5.705	5,760	1,152	3.656
12.7 mm	15.875	13.843	1.016	0.424	2.590	404.92	80.98	13.493
3/4"	0.875"	0.785"	0.045"	0.455	9.110	4,632	926	9.600
19 mm	22.225	19.939	1.143	0.678	4.136	325.62	65.09	36.336
1"	1.125"	1.025"	0.050"	0.655	13.114	4,000	800	19.799
25 mm	28.575	26.035	1.270	0.976	5.954	281.20	56.24	74.94
1 1/4"	1.375"	1.265"	0.055"	0.885	17.700	3,600	720	35.048
32 mm	34.925	32.131	1.397	1.317	8.036	253.08	50.61	132.660
1 1/2"	1.625"	1.505"	0.060"	1.143	22.826	3,323	664	56.158
38 mm	41.275	38.227	1.524	1.698	10.363	233.60	46.67	212.560
2"	2.125"	1.985"	0.070"	1.752	35.042	2,965	593	119.099
51 mm	53.975	50.419	1.778	2.608	15.909	208.43	41.68	450.790
2 1/2"	2.625"	2.465"	0.080"	2.483	49.658	2,742	548	214.298
64 mm	66.675	62.611	2.032	3.695	22.545	192.76	38.52	811.120
3"	3.125"	2.945"	0.090"	3.332	66.645	2,592	518	347.397
76 mm	79.375	74.803	2.286	4.962	30.257	182.21	36.41	1,314.90
4"	4.125"	3.905"	0.110"	5.386	107.729	2,400	480	747.627
102 mm	104.775	99.187	2.794	8.017	48.909	168.72	33.74	2,829.77

Anexo 2: Catálogo de tuberías tipo "L". Fuente: (Productos Nacobre S.A., 2016)

C. Artículo de investigación basado en la tesis



Análisis numérico del uso de nanofluidos en circuitos de refrigeración secundarios.

Resumen

La presente investigación tuvo como objetivo, desarrollar una simulación numérica que pueda exponer las ventajas que tiene el uso de nanofluidos como fluidos secundarios en sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Para la cual se utilizó el software EES (Engineering Equation Solver, por sus siglas en inglés), por la amplia librería de propiedades que esta ofrece, especialmente respecto al agua y etilenglicol, fluidos base con los que se trabajó esta simulación. El método multizonas es el modelo seleccionado para describir la transferencia de calor en el evaporador y condensador, los cuales son intercambiadores de calor de doble tubo recto, por donde circula el nanofluido compuesto por nanopartículas de Cu, Al₂O₃, TiO₂, CuO, y NTC (nanotubos de carbono) en una concentración volumétrica que varía de 0.1 a 2%. Los resultados obtenidos fueron favorables, sobre todo con el uso de NTC, pues para el nanofluido etilenglicol-NTC circulando por la sección interior, con una concentración volumétrica del 2%, se encontró una disminución en el área de los intercambiadores de calor de 42 %, además de una disminución en la caída de presión del refrigerante (R-134a) de aproximadamente un 30%. Finalmente se comprobó que existe una reducción en el flujo másico del refrigerante que circula por el sistema propuesto, por ende, se logra una reducción en la carga de refrigerante, lo que permitirá reducir las fugas del mismo.

Palabras Clave: Nanofluidos, nanopartículas, sistema de refrigeración, simulación numérica, nanotubos de Carbono.

1. Introducción

En la actualidad, las fugas de refrigerante HFC son causantes del llamado efecto invernadero. En cifras de la E.P.A. [1] para el 2020 se prevé que las emisiones de HFC alcancen en el mundo, un equivalente a 1084 MMT de CO₂. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, son los más utilizados para los procesos de enfriamiento y congelamiento, sin embargo, son propensos a tener fugas de refrigerante por distintos motivos como la simple vibración o la corrosión en tuberías [1]. Existen diversas alternativas que permiten reducir la carga de refrigerante en un sistema, como el uso de fluidos secundarios, los cuales no entran en contacto directo con el refrigerante. Dentro de los fluidos más comunes utilizados en estos sistemas, destacan el agua, etilenglicol y salmueras [2].

El problema más grande al cual se enfrentan los fluidos secundarios, es que no logran la transferencia de calor que se obtiene con los refrigerantes. Una manera de mejorar la transferencia de calor de los fluidos secundarios en un sistema de refrigeración, consiste en la adición de nanopartículas. Los nanofluidos son sustancias que contienen nanopartículas de un tamaño menor a 100 nm dispersas en un fluido base como agua, aceite y los refrigerantes [3],

Las propiedades termofísicas de los nanofluidos vienen siendo estudiadas por diversos investigadores en los últimos años, tal como se evidencia en distintas revisiones [4]–[6], en las cuales destacan estudios realizados con nanopartículas metálicas, óxido metálicas [7]–[12], y con nanotubos de carbono [13]–[19]. Todas estas investigaciones informan una mejora considerable en la conductividad térmica del nanofluido en comparación con el fluido base.

Nomenclatura

Símbolos latinos

d	diámetro, m	η_p	eficiencia vol. ref. a la caída de presión
k	conductividad térmica, W/m K	η_q	eficiencia vol. ref. a la transf. de calor
\dot{m}_r	flujo másico de refrigerante, kg/s	η_s	eficiencia isoentrópica
MMT	millones de toneladas	η_v	eficiencia vol. del compresor
N	velocidad rotacional del compresor, rpm	μ	viscosidad, N s/m
Nus	número de Nusselt	Π	relación de presiones
n	exponente politrópico	ρ	densidad, kg/m ³
n_p	número de pistones del compresor	ϕ_p	fracción volumétrica
P	presión, Pa		
Pr	número de Prandtl		
C_r	relación de volumen muerto del compresor		
Re	número de Reynolds		
r	radio molecular, nm		
T	temperatura, K		

Subíndices

cd	condensador
cp	compresor
ev	evaporador
m	fluido base
nf	nanofluido
np	nanopartícula

Símbolos griegos

η_c	eficiencia vol. ref. al volumen muerto
η_l	eficiencia vol. ref. a las fugas

Las aplicaciones de los nanofluidos son múltiples, por ejemplo, en la industria automotriz los estudios determinaron que el uso de estos, hace que los procesos de transferencia de calor sean más eficientes, pues se comprobó que el uso de este tipo de fluido disminuye el tamaño de los radiadores automotrices, de esta manera se reduce el peso de los automóviles, produciendo un ahorro en el consumo de combustible [20]. Por otro lado, en colectores solares permiten la reducción del área de los mismos, pues por su conductividad térmica elevada reduce el espacio de transferencia de calor entre el nanofluido y el fluido de trabajo [21]. También vienen siendo utilizados para el enfriamiento de dispositivos electrónicos, donde mostraron importantes resultados, pues con este tipo de fluido en microcanales se obtuvo un mejor enfriamiento del dispositivo, por lo tanto, contribuyen a alargar la vida del mismo [22].

En sistemas de refrigeración primarios, las nanopartículas se dispersan en el refrigerante para mejorar la transferencia de calor en el proceso y la miscibilidad entre el refrigerante y el aceite, los diversos estudios concluyen en que existe un aumento en la eficiencia y en el coeficiente de performance [23], [24], sin embargo, existe un problema bastante común, pues en muchos casos, solo una pequeña cantidad de nanopartículas circula por el sistema [25], además, existe un gran riesgo, por la inflamabilidad de los refrigerantes [26]. Una alternativa a estos problemas, es la utilización de nanofluidos en sistemas secundarios o indirectos, los cuales producen una mejora en el proceso de transferencia de calor, logrando una reducción en los intercambiadores de calor, mejorar el coeficiente de performance y una disminución de la caída de presión del refrigerante, asimismo, múltiples investigaciones han demostrado que el consumo de agua en torres de enfriamiento se ve disminuido con el uso de nanofluidos [26]–[28].

Los resultados obtenidos en esta simulación, se lograron a través de la variación de distintos parámetros, como: las áreas de los intercambiadores de calor, la caída de presión del refrigerante y del nanofluido, así como el flujo másico de refrigerante del sistema. En todos los casos planteados se utilizó agua y etilenglicol como fluidos base.

Para esta simulación consideramos el uso de nanopartículas de Cu, CuO, Al₂O₃, TiO₂ y NTC en concentraciones que varían de 0.1 a 2%.

2. Propiedades termofísicas de los nanofluidos

2.1 Conductividad térmica

Esta propiedad de los nanofluidos es una de las más estudiada hasta la fecha. Gran parte de la investigación está destinada a predecir la conductividad térmica de nanofluidos compuestos por nanopartículas metálicas y óxido metálicas, por esta razón existen distintos modelos disponibles en la literatura. En nanofluidos que contienen partículas metálicas y óxido metálicas esféricas, Patel et al. [7] proponen la siguiente correlación:

$$k_{nf} = k_m \cdot \left[1 + 0.135 \cdot \left[\left(\frac{k_{np}}{k_m} \right)^{0.273} \cdot \varphi_{np}^{0.467} \cdot \left(\frac{T_m}{20} \right)^{0.547} \cdot \left(\frac{100}{d_{np} \cdot 10^9} \right)^{0.234} \right] \right] \quad (1)$$

En nanofluidos a base de nanotubos de carbono, Thang et al. [14] obtuvieron una correlación (ecu. (2)), mediante la variación del modelo propuesto por Patel et al. [13], esto debido a que los resultados teóricos no eran exactamente similares a los experimentales, dicha correlación predice correctamente valores experimentales de distintos investigadores [16], [29], [30] en este tipo de nanofluido.

$$k_{nf} = k_m \cdot \left[1 + \left(\frac{1}{3} \right) \cdot \frac{k_{np} \cdot \varphi_{np} \cdot (r_m)}{k_m \cdot (1 - \varphi_{np}) \cdot (r_{np})} \right] \quad (2)$$

El valor correspondiente al radio molecular del fluido base "r_m" es de 0.1 y 0.12 para agua y etilenglicol respectivamente.

2.2 Viscosidad dinámica

Los trabajos de investigación destinados a predecir el comportamiento de la viscosidad dinámica en los nanofluidos se han ido incrementando, sin embargo, no existe un modelo generalizado que permita calcular el valor de esta propiedad. La mayoría de los modelos propuestos para encontrar la viscosidad en nanofluidos, desde el primer modelo desarrollado por Einstein. [31], han sido desarrollados en función de la concentración volumétrica de las nanopartículas. El modelo propuesto por Batchelor & Green. [32], logra predecir la viscosidad de nanofluidos en nanopartículas esféricas a partir de la siguiente correlación:

$$\mu_{nf} = \mu_m \cdot (1 + 2.5 \cdot \varphi_{np} + 6.5 \cdot \varphi_{np}^2) \quad (3)$$

Timofeeva et al [11], consideran que las nanopartículas de forma cilíndrica aumentan la viscosidad de los nanofluidos en mayor medida que las esféricas. La correlación obtenida a partir del estudio de Timofeeva et al [11] (ecu. (4)) para partículas cilíndricas como los nanotubos de carbono, ha sido utilizada en distintos estudios, como los de Sabiha et al.[33] y Kumar et al.[12].

$$\mu_{nf} = \mu_m(1 + 13.5\varphi + 904.4\varphi^2) \quad (4)$$

2.3 Densidad

La densidad es determinada en función de la concentración volumétrica de nanopartículas a través de la correlación de la ley de mezclas, la cual se muestra a continuación:

$$\rho_{nf} = \rho_{np} \cdot \varphi_{np} + \rho_m \cdot (1 - \varphi_{np}) \quad (5)$$

Este modelo sigue teniendo validez, pues es usado en distintas investigaciones [5], [6] demostrando un error muy bajo en comparación con los datos experimentales.

2.4 Calor específico

La correlación para encontrar el calor específico está en función de la fracción de volumen, pero también considera la capacidad térmica de los elementos involucrados en la suspensión [34]. De esta forma la ecuación queda definida como:

$$c_{p,nf} = \frac{(1 - \varphi_{np}) \cdot \rho_m \cdot c_{p,m} + \varphi_{np} \cdot \rho_{np} \cdot c_{p,np}}{\rho_{nf}} \quad (6)$$

Este modelo es validado por estudios más actuales como el de O'Hanley et al. [35].

3. Modelo matemático

3.1 Descripción del sistema

El sistema de refrigeración por compresión de vapor utilizado en esta simulación (fig. 1-a), está compuesto por los siguientes dispositivos: evaporador, condensador, dispositivo de expansión y compresor. Adicionalmente cuenta con dos sistemas secundarios, uno en el evaporador y el otro en el condensador, cada uno de estos sistemas está compuesto por una bomba que impulsará el nanofluido a través de un intercambiador de calor de doble tubo recto. Esta simulación considera dos casos, el primero cuando el refrigerante (R-134a) circula por la parte interior del intercambiador de calor y el segundo cuando circula por la sección anular del mismo, tal como se muestra en la figura 1-b y 1-c respectivamente.

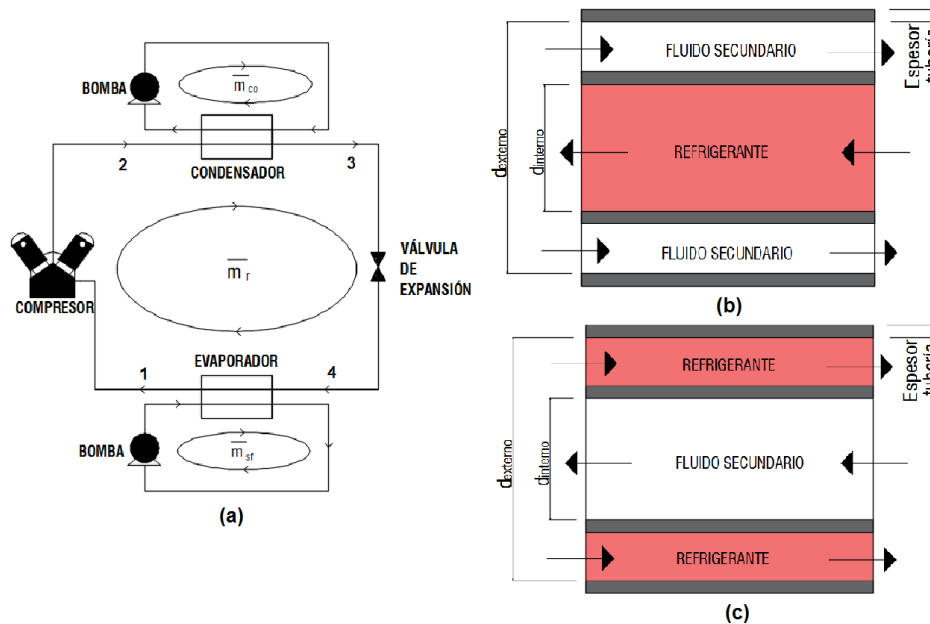


Figura 1: (a) Layout del sistema de refrigeración por compresión de vapor propuesto. (b) Refrigerante fluyendo por la sección interior. (c) Refrigerante fluyendo por la sección anular.

3.2 Evaporador y condensador

El método multizonas, desarrollado por Martins Costa & Parise. [36], fue seleccionado para describir la transferencia de calor en el evaporador y condensador. Este método ha sido utilizado con éxito en distintos trabajos, como el desarrollado por Valdez et al.[27]. El diagrama aplicado al condensador y al evaporador se puede apreciar en las figuras 2-a y 2-b respectivamente. En dichos diagramas se observan las zonas de subenfriamiento, bifásica y reducción de sobrecalentamiento para el condensador y las zonas de sobrecalentamiento y bifásica para el evaporador.

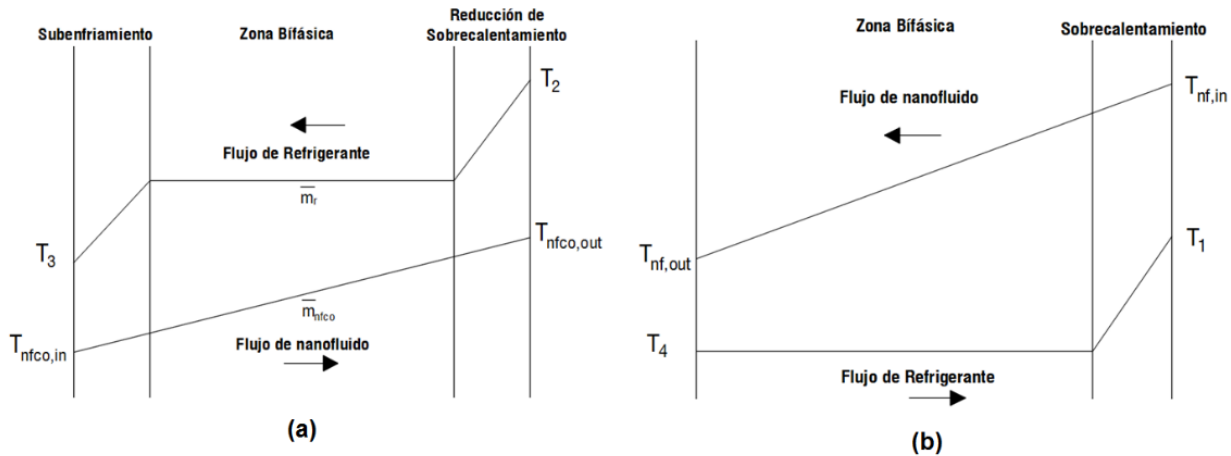


Figura 2: (a) Método multizonas aplicado al condensador. (b) Método multizonas aplicado al evaporador.

3.3 Compresor

Existen distintos modelos matemáticos que permiten conocer los parámetros que rigen el funcionamiento de un compresor. Correlaciones como las propuestas por R. Ciconcov & A. Hilligweg. [37], fueron desarrolladas para compresores alternativos o de pistón utilizados en sistemas de refrigeración, las cuales describen las características del trabajo de los compresores alternativos y los factores que tienen efecto en el rendimiento del compresor, tales como: re-expansión de gas del volumen muerto, caídas de presión, transferencia de calor entre el cilindro y refrigerante, fugas del gas refrigerante y eficiencia de compresión isoentrópica. La siguiente fórmula permite encontrar el flujo másico de refrigerante que circulará por el sistema propuesto:

$$\dot{m}_r = \frac{V_{cp} \cdot N}{60} \cdot \eta_{v,cp} \quad (7)$$

La eficiencia volumétrica del compresor " $\eta_{v,cp}$ " está dada por el producto de cuatro eficiencias, como se describe a continuación.

$$\eta_{v,cp} = \eta_p \cdot \eta_q \cdot \eta_c \cdot \eta_l \quad (8)$$

La eficiencia volumétrica debido a la caída de presión en la succión se define como:

$$\eta_p = \left[1 - \left(\frac{1 + C_r}{\eta_c} \right) \cdot 0.04 \right] \quad (9)$$

La eficiencia volumétrica debido a la transferencia de calor que ocurre entre el refrigerante y el cilindro se expresa como:

$$\eta_q = 1 - 0.025 \cdot \left[\left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right) - 1 \right] \quad (10)$$

La eficiencia volumétrica debido a la reexpansión del volumen muerto, se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_c = \left[1 - C_r \cdot \left(\left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \right] \quad (11)$$

Donde "n" corresponde al valor del coeficiente de expansión politrópico. El cual puede ser calculado según la presión de succión del compresor, a partir de las correlaciones que se observan en la tabla 1.

La eficiencia volumétrica debido a las fugas de refrigerante a través del cilindro y holguras de pistón " η_l ", puede asumirse en un valor de 0.975.

La eficiencia isoentrópica se calcula a partir de la relación de presiones de descarga y succión " Π ":

$$\eta_{iso} = \begin{cases} -0.002515\Pi^4 + 0.03873\Pi^3 - 0.227968\Pi^2 + 0.577237\Pi + 0.27589; & \Pi \geq 4 \\ -0.03\Pi + 0.892; & \Pi < 4 \end{cases} \quad (12)$$

Tabla 1: Correlaciones para encontrar el exponente politrópico.

Presión de Succión [bar]	n
<1.5	$n = 1 + 0.50 \cdot \left(\frac{c_p}{c_v} - 1 \right)$
1.5 - 4.0	$n = 1 + 0.62 \cdot \left(\frac{c_p}{c_v} - 1 \right)$
4.0 - 10.0	$n = 1 + 0.75 \cdot \left(\frac{c_p}{c_v} - 1 \right)$
10.0 - 30.0	$n = 1 + 0.88 \cdot \left(\frac{c_p}{c_v} - 1 \right)$

3.4 Coeficiente convectivo de transferencia de calor

Esta simulación calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor a partir del número de Nusselt, según sea el régimen del fluido. Para los nanofluidos en régimen laminar se utilizó la correlación propuesta por Vasu et al. [9], dicha ecuación está en función del número de Reynolds, Prandtl, y además considera el diámetro y longitud de la tubería propuesta, tal como se muestra a continuación:

$$Nus_{nf} = 1.98 \cdot \left(Re_{nf} \cdot Pr_{nf} \cdot \left(\frac{d}{L} \right) \right)^{0.333} \quad (13)$$

En régimen turbulento, modelos como el propuesto por Sharma et al. [10], nos permiten encontrar el número de Nusselt a partir de los números de Reynolds, Prandtl, y de la concentración volumétrica de nanopartículas. Dicha correlación se muestra a continuación:

$$Nus_{nf} = 0.023 \cdot Re_{nf}^{0.8} \cdot Pr_m^{0.4} \cdot (1 + Pr_{nf})^{-0.012} \cdot (1 + \varphi_{np})^{0.23} \quad (14)$$

Las propiedades termofísicas de las nanoparticulas [7], [10], con las cuales se trabajó la simulación se muestran en la tabla 2:

Tabla 2: Propiedades termofísicas de las nanoparticulas.

Material	Conductividad Térmica [W/m-K]	Densidad [kg/m ³]	Calor Específico [J/kg-K]
Cu	383	8954	386
Al ₂ O ₃	36	3880	773
CuO	18	6350	535
TiO ₂	8.4	4175	692
NTC	3000	2100	700

3.5 Coeficiente convectivo de transferencia de calor en zona bifásica.

En la zona bifásica del condensador, el coeficiente convectivo de calor fue calculado a partir del modelo propuesto por Thome et al. [38], en esencia, las correlaciones del coeficiente de transferencia de calor en este dispositivo se basan en un mapa de patrones de flujo desarrollado para la condensación en tubos horizontales [39]. En el evaporador, el coeficiente convectivo de transferencia de calor fue hallado en base al modelo de Gungor and Winterton. [40]. Los diagramas obtenidos para los modelos descritos en esta sección, se muestran en las figuras 3-a y 3-b, para el condensador y el evaporador respectivamente.

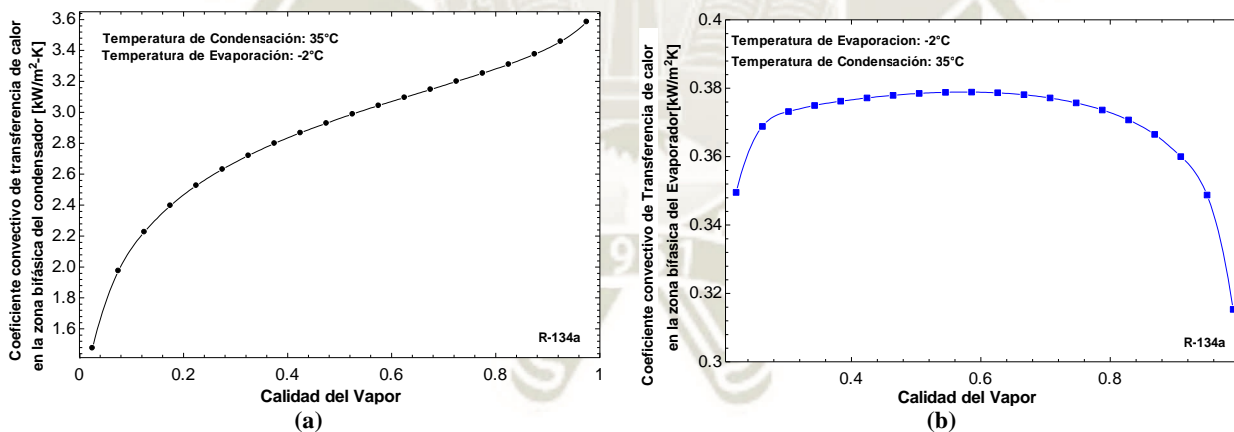


Figura 3: Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la zona bifasica del (a) condensador y (b) evaporador.

4. Resultados

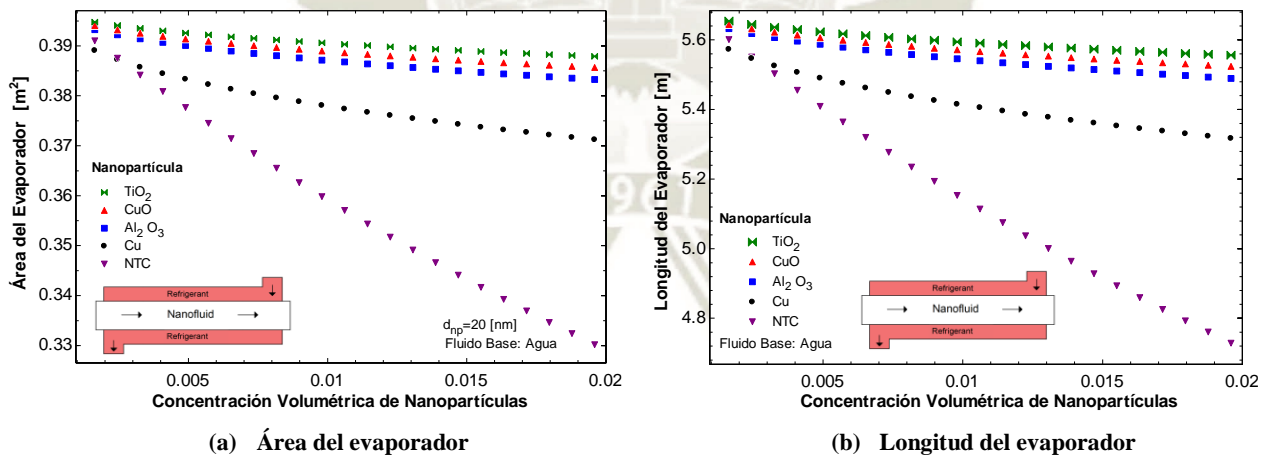
4.1 Nanofluido circulando por la tubería interna del evaporador y condensador

Se realizó la simulación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, para distintos nanofluidos compuestos por Cu, CuO, Al₂O₃, TiO₂ y NTC, en dos fluidos base, agua y etilenglicol. Á. Melinder. [2], considera al agua como un excelente fluido secundario, limitado solamente por su punto de congelamiento, por esta razón, es que se consideró trabajar con otro tipo de fluido, el etilenglicol. En esta sección se muestran los resultados que se consideraron más importantes dentro del sistema de refrigeración por compresión de vapor, como, las áreas y longitudes del evaporador y condensador, la caída de presión del refrigerante y nanofluido en el

evaporador, y el flujo másico de refrigerante que circula por el sistema para concentraciones volumétricas que varían desde 0.1 a 2%.

Para el nanofluido compuesto por agua fluyendo por la sección interior del evaporador, se observa una reducción en el área del evaporador para las nanopartículas de TiO_2 , CuO , Al_2O_3 , Cu y NTC de un 1.7%, 2.1%, 2.6%, 5% y 16.2% respectivamente, en una concentración volumétrica de nanopartículas de 2%, en consecuencia, existe una disminución de la longitud del evaporador, tal como se muestra en las figuras 4-a y 4-b respectivamente. La simulación en el condensador, obtuvo resultados similares, observándose una reducción en el área (fig. 4-c) y longitud (fig. 4-d). En ambos casos, la mayor reducción se obtuvo con el nanofluido agua-NTC, por delante de las nanopartículas metálicas y óxido metálicas, esto se puede atribuir a la conductividad térmica ultra alta que poseen los nanotubos de carbono (tabla 2). En el condensador, sin embargo, las nanopartículas de cobre muestran una mayor reducción del área para concentraciones menores a 1%, esto se debe principalmente, a la correlación utilizada para esta nanopartícula (ecu. 1), la cual depende de la temperatura del nanofluido; lo que no sucede con la correlación para los nanotubos de carbono (ecu. 2). La caída de presión en el refrigerante que circula por el evaporador (fig. 5-a), se ve disminuida por efecto de la reducción de la tubería que se produce con el aumento de la concentración volumétrica de nanopartículas, pues este parámetro depende principalmente de la longitud del evaporador.

La caída de presión del nanofluido se eleva con el aumento de la concentración volumétrica de nanopartículas metálicas y óxido metálicas, siguiendo la tendencia de los resultados obtenidos por F. Ndoye et al. [41], sin embargo, en el caso de los nanotubos de carbono se observa una reducción para concentraciones menores al 1%. De este resultado se infiere que la conductividad térmica elevada y la baja densidad de los NTC, ocasiona se reduzca la longitud del evaporador de manera considerable, en consecuencia, produce una disminución en la caída de presión del nanofluido. Sin embargo, a partir del 1.3%, este nanofluido sigue la tendencia mostrada por las nanopartículas de Cu , CuO , Al_2O_3 y TiO_2 , tal como se muestra en la figura 5-b.



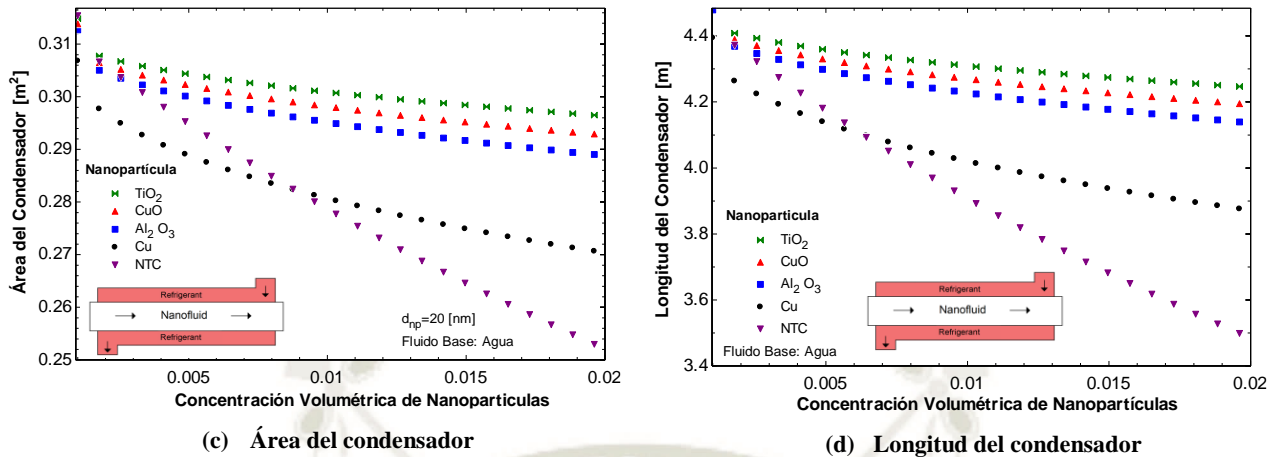


Figura 4: Resultados obtenidos con el nanofluido de base agua circulando por la sección interior del intercambiador de calor.

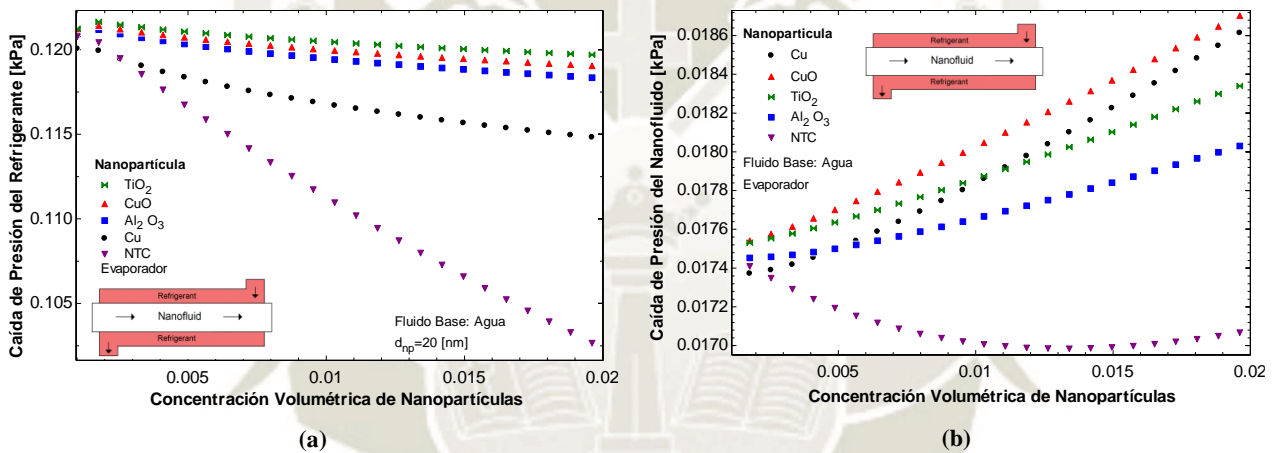


Figura 5: Caída de presión en el (a) refrigerante y (b) nanofluido de base agua circulando por la tubería interior del intercambiador de calor.

Con el uso de nanofluidos de base etilenglicol fluyendo por la sección interior de los intercambiadores de calor, los resultados muestran una tendencia similar a los nanofluidos de base agua, pues se muestra una reducción del área y longitud de hasta 36%, para el nanofluido compuesto por etilenglicol-NTC (fig. 6-a y 6-b). En el condensador se observa que para concentraciones menores al 0.2% se obtiene una mayor reducción del área y longitud del condensador con el nanofluido etilenglicol-Cu, sin embargo, para mayores concentraciones, el nanofluido compuesto por nanotubos de carbono pueden llegar a reducir el área y longitud del condensador hasta un 42% tal como se muestra en las figuras 6-c y 6-d respectivamente.

La caída de presión del refrigerante disminuye considerablemente para el nanofluido etilenglicol-NTC, llegando hasta un valor de 30% (fig. 7-a), por otro lado, la caída de presión en el nanofluido muestra una reducción de casi 26% con el uso de NTC, contrariamente a estos resultados, el uso de las demás nanopartículas muestran un aumento en la caída de presión del refrigerante tal como se observa en la figura 7-b.

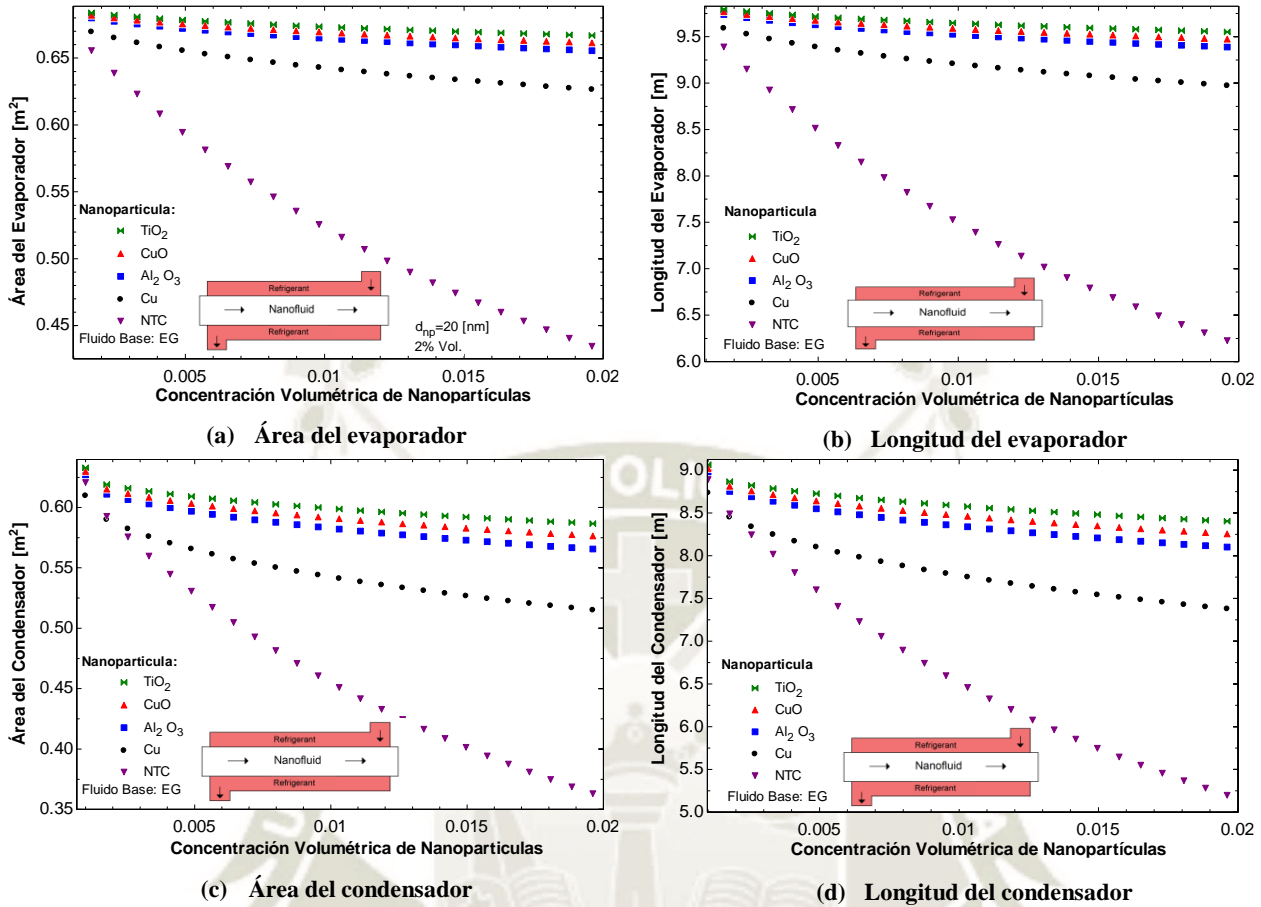


Figura 6: Resultados obtenidos con el nanofluido de base etilenglicol circulando por la sección interior del intercambiador de calor.

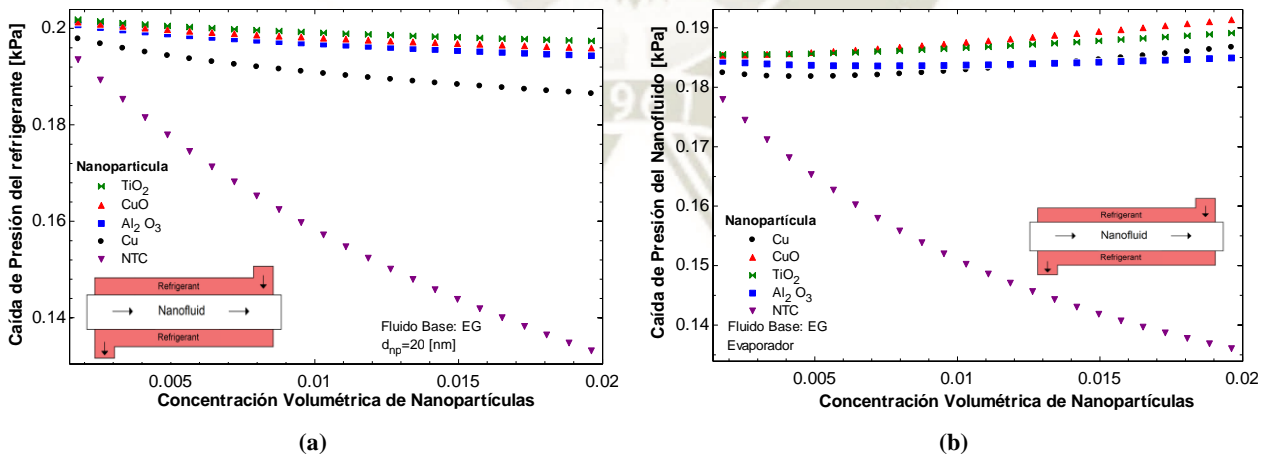


Figura 7: Caída de presión en el (a) refrigerante y (b) nanofluido de base etilenglicol circulando por la tubería interior del intercambiador de calor.

4.2 Nanofluido circulando por la sección anular del evaporador y condensador

Los resultados que se obtienen con el nanofluido circulando por la sección anular, muestran una tendencia similar a los resultados mostrados anteriormente, en el evaporador se observa que el nanofluido Agua- NTC, reduce en mayor proporción el área del evaporador, tal como se muestra en la figura 8-a, la longitud en consecuencia también se ve reducida, como se aprecia en la figura 8-b. En ambos casos la reducción puede llegar a 7.3%. En el condensador, sin embargo, para concentraciones menores al 2% se observa que el nanofluido a base de nanoparticulas de cobre produce una mayor reducción en el área y longitud que el nanofluido agua-NTC (fig. 8- c y 8-d), esto puede deberse al número de Nusselt para el flujo turbulento con el que se desarrolla la simulación. La caída de presión del refrigerante muestra una reducción de 10% con el uso del nanofluido agua-NTC (fig. 9- a), mientras que las nanoparticulas de cobre producen mayor aumento de la caída de presión del nanofluido (fig. 9-b).

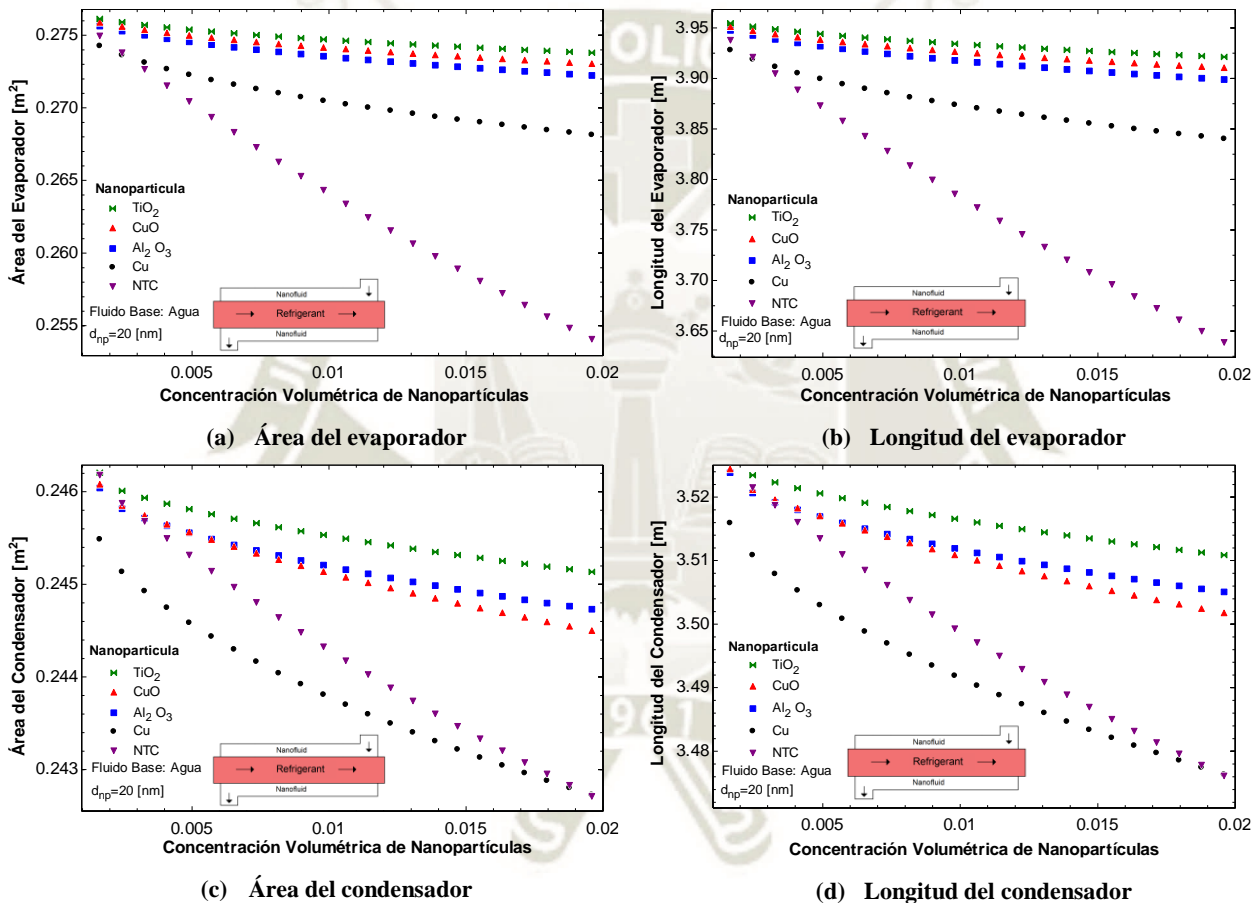


Figura 8: Resultados obtenidos con el nanofluido de base agua circulando por la sección anular del intercambiador de calor.

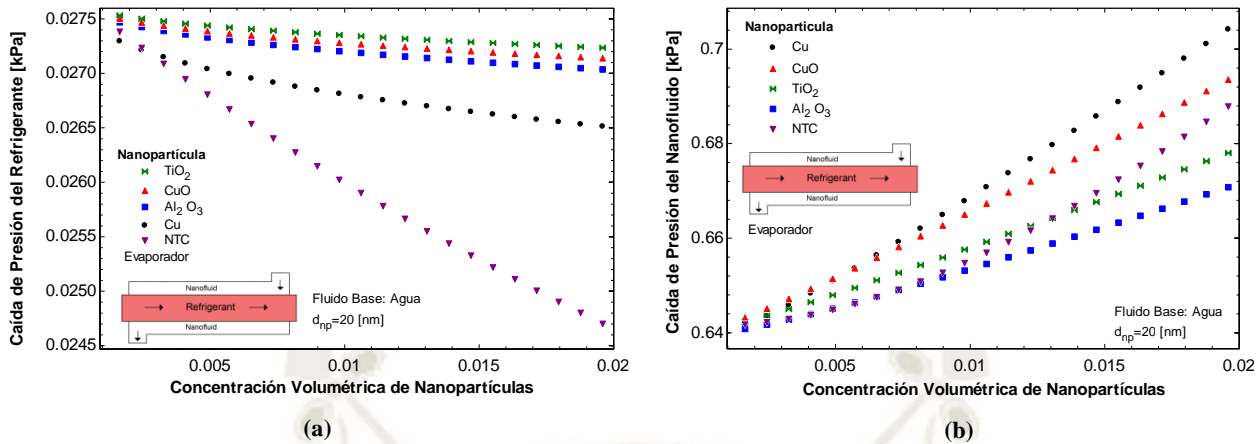
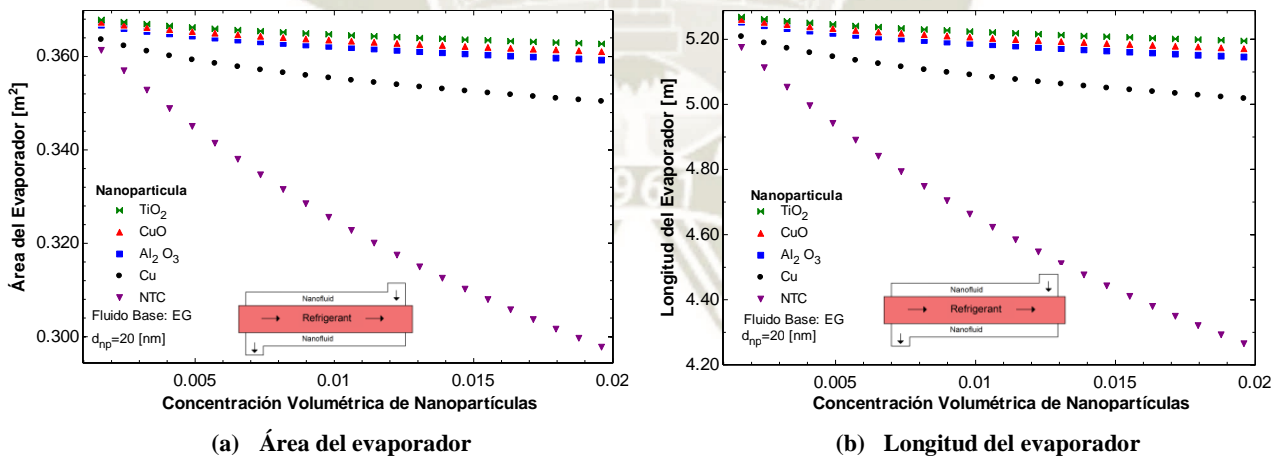


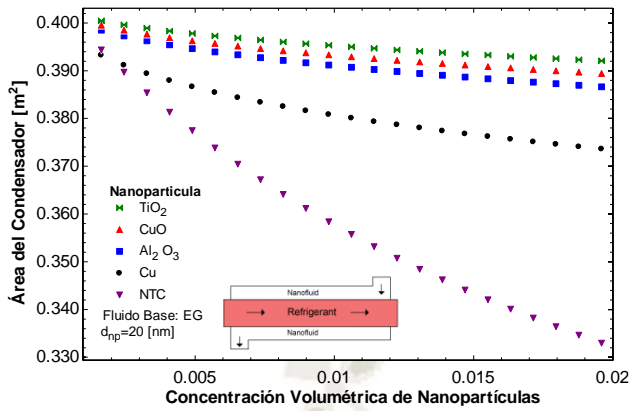
Figura 9: Caída de presión en el (a) refrigerante y (b) nanofluido de base agua circulando por la tubería interior del intercambiador de calor.

El nanofluido de base etilenglicol, fluyendo por la sección anular de la tubería, muestra que el área y la longitud se ven reducidas con el uso de nanofluidos, pero nuevamente, la conductividad térmica de los nanotubos de carbono produce una mayor reducción, que puede llegar a 21% en ambos casos, tal como se muestra en la figura 10-a y 10-b respectivamente. En el condensador, el área y por consecuencia la longitud, se ven reducidas en mayor parte por el uso del nanofluido etilenglicol-NTC, llegando a obtener una disminución de aproximadamente un 16% (fig. 10-c y 10-d). En la caída de presión en el refrigerante se observa una reducción con el uso de todas las nanopartículas, no obstante, la disminución más considerable ocurre con el nanofluido etilenglicol-NTC llegando a un 23% tal como se muestra en la figura 11-a. La caída de presión en el nanofluido aumenta para las nanopartículas de Cu, CuO, Al₂O₃, TiO₂. Sin embargo, los nanotubos de carbono ocasionan una disminución en la caída de presión, para una concentración volumétrica de hasta 1.7% (fig. 11-b).

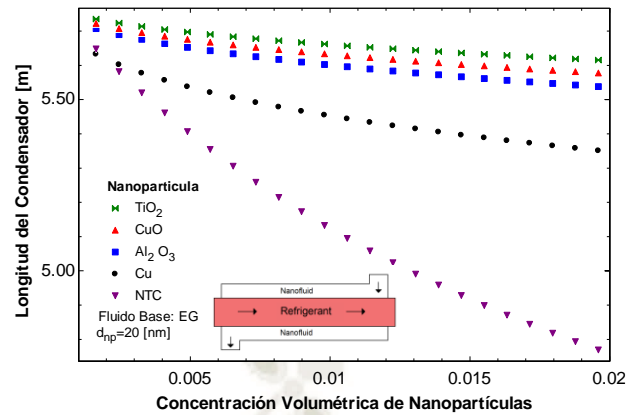


(a) Área del evaporador

(b) Longitud del evaporador

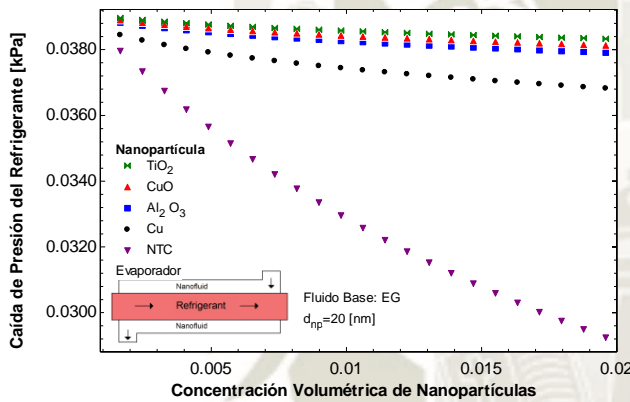


(c) Área del condensador

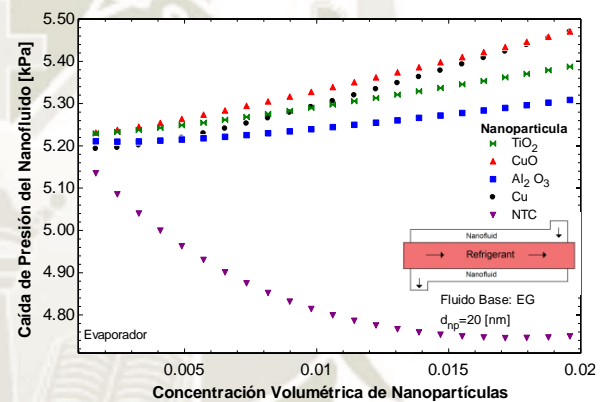


(d) Longitud del condensador

Figura 10: Resultados obtenidos con el nanofluido de base etilenglicol circulando por la sección anular del intercambiador de calor.



(a)



(b)

Figura 11: Caída de presión en el (a) refrigerante y (b) nanofluido de base agua circulando por la tubería interior del intercambiador de calor.

4.3 Flujo másico de refrigerante

Los nanofluidos que contienen nanotubos de carbono, muestran mejores resultados en la mayoría de casos. El flujo másico de refrigerante también se ve afectado con el uso de esta nanopartícula, pues tal como se aprecia en las figuras 12-a y 12-b para agua y etilenglicol respectivamente, existe una disminución en el flujo másico conforme se incrementa la temperatura de evaporación y manteniendo la concentración volumétrica de nanopartículas en 2 %. En el caso del nanofluido Agua-NTC, se encontró una reducción de 4%. Mientras que el nanofluido etilenglicol-NTC se observa una reducción de 2%. Estos resultados son consecuencia de la disminución del calor específico del fluido, ocasionado por el aumento de la concentración volumétrica de nanopartículas, esta característica se muestra en distintos trabajos como el de Shahrul et al. [42].

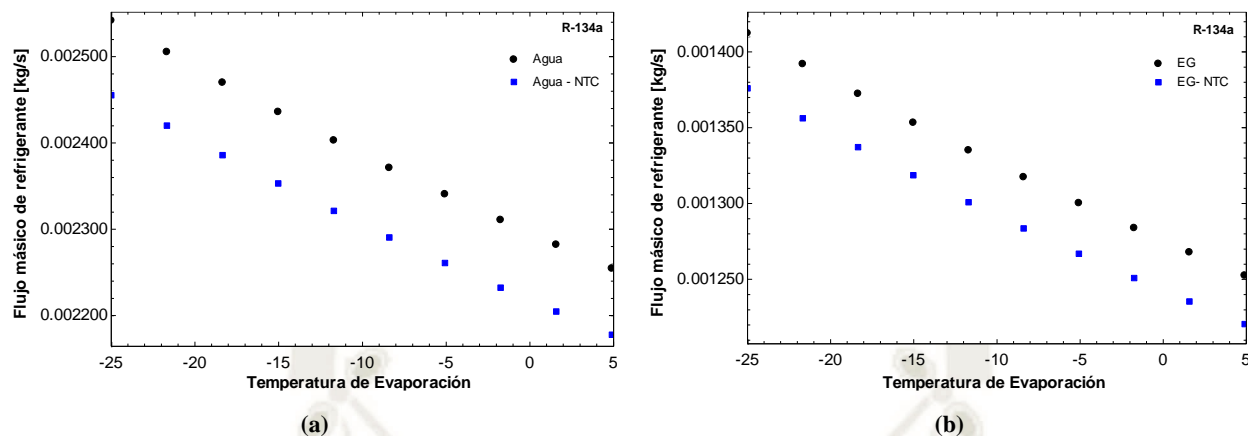


Figura 12: Flujo másico del refrigerante para los nanofluidos (a) agua-NTC y (b) etilenglicol-NTC.

5. Conclusión

Se desarrolló la simulación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, el cual cuenta con dos sistemas secundarios, uno en el evaporador y el otro en el condensador, en los cuales se simuló el uso de nanofluidos compuestos por diferentes tipos de nanopartículas (Cu, CuO, Al₂O₃, TiO₂ y NTC), y dispersos en dos tipos de fluidos base (Agua y etilenglicol). A partir de la cual obtuvimos las áreas y longitudes del evaporador y condensador, la caída de presión del refrigerante y la caída de presión del nanofluido en el evaporador, y el flujo másico de refrigerante que circula por el sistema.

Los resultados mostraron que los todos los nanofluidos reducen las áreas y longitudes de ambos intercambiadores de calor, sin embargo, el uso de NTC, produjo resultados muy superiores a las demás nanopartículas (Cu, CuO, Al₂O₃, TiO₂), en los dos casos planteados, el primero, cuando el nanofluido circula por la sección interior de los intercambiadores de calor de doble tubo recto, y el segundo, cuando circula por la sección anular del mismo. No obstante, la mayor reducción en área y longitud al incrementar la concentración volumétrica de nanopartículas, se obtiene cuando el nanofluido circula por la sección interior de los intercambiadores de calor.

Se observó también que los nanofluidos en los sistemas secundarios, producen una reducción en la caída de presión de refrigerante, lo que resulta beneficioso, pues una menor caída de presión de refrigerante ocasiona una mayor eficiencia en los sistemas de refrigeración, lo que conlleva a un menor consumo energético. Así mismo, la caída de presión en el nanofluido aumenta con el uso de nanopartículas metálicas y óxido metálicas, sin embargo, en la mayoría de casos, el nanofluido compuesto por NTC en bajas concentraciones, reduce la caída de presión en los intercambiadores de calor.

Este estudio también confirma la reducción en el flujo másico de refrigerante cuando se trabaja con nanofluidos compuestos por nanotubos de carbono. Este resultado resulta de mucha importancia, debido a que la reducción en flujo másico de refrigerante significa una menor carga del mismo. Si consideramos el alto índice de fugas en los sistemas de refrigeración, podemos concluir que el uso de nanofluidos en sistemas de refrigeración secundarios reduce dichas fugas lo que minimiza su contribución con el efecto invernadero.

6. Agradecimientos

Esta investigación, fue posible gracias al apoyo del Instituto de Energía y Medio Ambiente de la Universidad Católica San Pablo y al laboratorio de ciencias de los materiales de la Universidad Católica de Santa María.

7. Bibliografía

- [1] Environmental Protection Agency [EPA], “Transitioning to Low-GWP Alternatives in Commercial Refrigeration,” p. 5, 2017.
- [2] Å. Melinder, “Handbook on indirect refrigeration and heat pump systems,” vol. 1, no. 0, pp. 1–158, 2008.
- [3] S. M. S. Murshed and C. A. Nieto De Castro, “Superior thermal features of carbon nanotubes-based nanofluids - A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 37, pp. 155–167, 2014.
- [4] M. Gupta, V. Singh, R. Kumar, and Z. Said, “A review on thermophysical properties of nanofluids and heat transfer applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 74, no. December 2015, pp. 638–670, 2017.
- [5] S. Akilu, K. V. Sharma, A. T. Baheta, and R. Mamat, “A review of thermophysical properties of water based composite nanofluids,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 66, pp. 654–678, 2016.
- [6] K. Khanafer and K. Vafai, “A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 19–20, pp. 4410–4428, 2011.
- [7] H. E. Patel, T. Sundararajan, and S. K. Das, “An experimental investigation into the thermal conductivity enhancement in oxide and metallic nanofluids,” *J. Nanoparticle Res.*, vol. 12, no. 3, pp. 1015–1031, 2010.
- [8] M. Corcione, “Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 1, pp. 789–793, 2011.
- [9] V. Vasu, K. R. Krishna, and A. C. S. Kumar, “Empirical correlations to predict thermophysical and heat transfer characteristics of nanofluids,” *Therm. Sci.*, vol. 12, no. 2, pp. 27–37, 2008.
- [10] K. V Sharma *et al.*, “Correlations To Predict Friction and Forced Convection Heat Transfer Coefficients of Water Based Nanofluids,” *Ijmntftp*, vol. 3, no. 4, pp. 1–25, 2012.
- [11] E. V. Timofeeva, J. L. Routbort, and D. Singh, “Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids,” *J. Appl. Phys.*, vol. 106, no. 1, 2009.
- [12] P. G. Kumar, V. Kumaresan, and R. Velraj, “Experimental investigation on thermophysical properties of solar glycol dispersed with multi-walled carbon nanotubes,” *Fullerenes Nanotub. Carbon Nanostructures*, vol. 24, no. 10, 2016.
- [13] H. E. Patel, K. B. Anoop, T. Sundararajan, and S. K. Das, “Model for thermal conductivity of CNT-nanofluids,” *Bull. Mater. Sci.*, vol. 31, no. 3, pp. 387–390, 2008.
- [14] B. H. Thang, P. H. Khoi, and P. N. Minh, “A modified model for thermal conductivity of carbon nanotube-nanofluids,” *Phys. Fluids*, vol. 27, no. 3, 2015.
- [15] P. Estellé, S. Halelfadl, and T. Maré, “Thermal Conductivity of Cnt Water Based Nanofluids: Experimental Trends and Models Overview,” *J. Therm. Engineering*, vol. 1, no. 2, pp. 381–390, 2015.
- [16] G. S. Wu, J. K. Yang, S. L. Ge, Y. J. Wang, M. H. Chen, and Y. F. Chen, “Thermal Conductivity Measurement for Carbon-Nanotube Suspensions with 3ω Method,” *Adv. Mater. Res.*, vol. 60–61, pp. 394–398, 2009.
- [17] W. Jiang, G. Ding, and H. Peng, “Measurement and model on thermal conductivities of carbon nanotube nanorefrigerants,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 6, pp. 1108–1115, Jun. 2009.
- [18] H. Taherian, J. L. Alvarado, and E. M. Languri, “Enhanced thermophysical properties of multiwalled carbon nanotubes based nanofluids. Part 1: Critical review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, no.

November 2017, pp. 4326–4336, 2018.

- [19] M. Xing, J. Yu, and R. Wang, “Experimental investigation and modelling on the thermal conductivity of CNTs based nanofluids,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 104, pp. 404–411, 2016.
- [20] D. G. Subhedar, B. M. Ramani, and A. Gupta, “Experimental investigation of heat transfer potential of Al₂O₃/Water-Mono Ethylene Glycol nanofluids as a car radiator coolant,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 11, pp. 26–34, 2018.
- [21] T. Yousefi, F. Veisy, E. Shojaeizadeh, and S. Zinadini, “An experimental investigation on the effect of MWCNT-H₂O nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 39, pp. 207–212, May 2012.
- [22] G. Colangelo, E. Favale, M. Milanese, A. de Risi, and D. Laforgia, “Cooling of electronic devices: Nanofluids contribution,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 127, pp. 421–435, 2017.
- [23] I. M. Mahbulul, A. Saadah, R. Saidur, M. A. Khairul, and A. Kamyar, “Thermal performance analysis of Al₂O₃/R-134a nanorefrigerant,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 85, pp. 1034–1040, Jun. 2015.
- [24] A. M. A. Soliman, S. H. Taher, A. K. Abdel-Rahman, and S. Ookawara, “Performance enhancement of vapor compression cycle using nano materials,” in *2015 International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA)*, 2015, pp. 821–826.
- [25] A. Bhattad, J. Sarkar, and P. Ghosh, “Improving the performance of refrigeration systems by using nanofluids: A comprehensive review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, no. November 2017, pp. 3656–3669, 2018.
- [26] A. A. Vasconcelos, A. O. Cárdenas Gómez, E. P. Bandarra Filho, and J. A. R. Parise, “Experimental evaluation of SWCNT-water nanofluid as a secondary fluid in a refrigeration system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 111, pp. 1487–1492, 2017.
- [27] J. Valdez, F. Pruzaesky, and J. A. Reis Parise, “A Numerical Study on the Application of Nanofluids in Refrigeration Systems,” 2010.
- [28] S. Askari, R. Lotfi, A. Seifkordi, A. M. Rashidi, and H. Koolivand, “A novel approach for energy and water conservation in wet cooling towers by using MWNTs and nanoporous graphene nanofluids,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 109, pp. 10–18, Feb. 2016.
- [29] Y. J. Hwang *et al.*, “Investigation on characteristics of thermal conductivity enhancement of nanofluids,” *Curr. Appl. Phys.*, vol. 6, no. 6 SPEC. ISS., pp. 1068–1071, 2006.
- [30] L. Chen, H. Xie, Y. Li, and W. Yu, “Nanofluids containing carbon nanotubes treated by mechanochemical reaction,” *Thermochim. Acta*, vol. 477, no. 1–2, pp. 21–24, Oct. 2008.
- [31] A. Einstein, “A new determination of molecular dimensions,” *Ann. Phys.*, vol. 4, pp. 37–62, 1905.
- [32] G. K. Batchelor and J. T. Green, “The determination of the bulk stress in a suspension of spherical particles to order c^2 ,” *J. Fluid Mech.*, vol. 56, no. 03, p. 401, Dec. 1972.
- [33] M. A. Sabiha, R. M. Mostafizur, R. Saidur, and S. Mekhilef, “Experimental investigation on thermo physical properties of single walled carbon nanotube nanofluids,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 93, pp. 862–871, 2016.
- [34] A. O. Cárdenas Gómez, A. R. K. Hoffmann, and E. P. Bandarra Filho, “Experimental evaluation of CNT nanofluids in single-phase flow,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 86, pp. 277–287, 2015.
- [35] H. O’Hanley, J. Buongiorno, T. McKrell, and L. Hu, “Measurement and Model Validation of Nanofluid

- Specific Heat Capacity with Differential Scanning Calorimetry,” *Adv. Mech. Eng.*, vol. 4, p. 181079, 2012.
- [36] M. L. Martins Costa and J. A. R. Parise, “A three-zone simulation model for a air-cooled condensers,” *Heat Recover. Syst. CHP*, vol. 13, no. 2, pp. 97–113, Mar. 1993.
- [37] R. Ciconkov and A. Hilligweg, “Simulation des Leistungs- verhaltens von Rohr- bündelverdampfern und gesamten Kälteanlagen,” *Ki Kälte und Klimatechnik, Ki Luft- und Kältetechnik*, vol. 3, pp. 161–165, 2003.
- [38] J. R. Thome, J. El Hajal, and A. Cavallini, “Condensation in horizontal tubes, part 2: New heat transfer model based on flow regimes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 18, pp. 3365–3387, 2003.
- [39] S. Lips and J. P. Meyer, “Two-phase flow in inclined tubes with specific reference to condensation : A review,” vol. 37, no. 0, pp. 845–859, 2011.
- [40] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, “A general correlation for flow boiling in tubes and annuli,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 29, no. 3, pp. 351–358, Mar. 1986.
- [41] F. T. Ndoye, P. Schalbart, D. Leducq, and G. Alvarez, “Numerical study of energy performance of nanofluids used in secondary loops of refrigeration systems,” *Int. J. Refrig.*, vol. 52, pp. 122–132, 2015.
- [42] I. M. Shahrul, I. M. Mahbulul, S. S. Khaleduzzaman, R. Saidur, and M. F. M. Sabri, “A comparative review on the specific heat of nanofluids for energy perspective,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 38, pp. 88–98, 2014.