

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:
ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERANTE
R134a UTILIZADO COMO FLUIDO DE TRABAJO EN UN CONDENSADOR
COLOCADO DENTRO DE UN TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA
DE 0.5 LITROS

AUTORES:
ALBA ULCUANGO STALIN MARCELO
ROBLES CARREÑO ALAN ALEXANDER

TUTOR:
QUITIAQUEZ SARZOSA WILLIAM GIOVANNY

QUITO, AGOSTO DE 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Stalin Marcelo Alba Ulcuango con cédula de ciudadanía N° 1721540712 y Alan Alexander Robles Carreño, con cédula de ciudadanía N° 1721320164, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R134A UTILIZADO COMO FLUIDO DE TRABAJO EN UN CONDENSADOR COLOCADO DENTRO DE UN TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA DE 0.5 LITROS”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada.

En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



.....
Nombre: Stalin Marcelo Alba Ulcuango

Cédula: 1721540712

Fecha: Agosto de 2018



.....
Nombre: Alan Alexander Robles Carreño

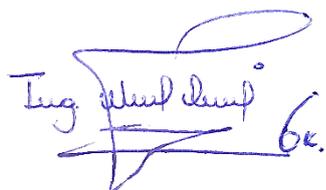
Cédula: 1721320164

Fecha: Agosto de 2018

DECLARATORIA DE COAUTORÍA

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación: ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R134a UTILIZADO COMO FLUIDO DE TRABAJO EN UN CONDENSADOR COLOCADO DENTRO DE UN TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA DE 0.5 LITROS, realizado por Stalin Marcelo Alba Ulcuango y Alan Alexander Robles Carreño, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, Agosto de 2018



.....
William Giovanni Quitiaquez Sarzosa
C.C. 1721609764

DEDICATORIA

A mi padre Eliazar, quien ha sido mi apoyo y figura a seguir. Por confiar en mis capacidades y brindarme la oportunidad de forjarme un mejor futuro convirtiéndome en un profesional de respeto en una universidad de excelencia.

A mi familia que ha sido parte fundamental en mi formación integral, siendo una mejor persona y enseñándome los mejores valores y a mi novia Diana quien ha sido esa persona que me apoya incondicionalmente y me da ese empujón cada vez que me sentía decaído o derrotado.

Alan Alexander Robles Carreño

A mis padres, Marcelo y Esperanza quienes han sido cimientos principales en la construcción de mi vida profesional. Por inculcar las bases de responsabilidad y deseos de superación, ya que ellos poseen virtudes infinitas y un gran corazón lo que me permite admirarlos todos los días.

Gracias Dios por regalarme al mejor de los hermanos.

A mi amada novia, Nelly que con sus palabras de aliento no me permitían decaer y seguir adelante para ser perseverante y cumplir con mi ideal de ser Ingeniero; y a mis compañeros y amigos, quienes sin esperar nada a cambio compartieron su conocimiento, alegrías y tristezas, lo que me permitió convertirme en el profesional que soy el día de hoy.

Stalin Marcelo Alba Ulcuango

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Politécnica Salesiana, por ofrecer una formación de calidad con instalaciones adecuadas y equipos de vanguardia, en los cuales recibimos el conocimiento impartido por profesionales de la educación, por su tiempo, ayuda y dedicación durante el periodo de estudios universitarios.

Un agradecimiento especial al Ing. William Quitiaquez, M.Sc., quien es el tutor del proyecto y al mismo tiempo un amigo, que nos ayudó a desarrollar y plasmar nuestra idea, al darnos la oportunidad de compartir sus conocimientos y de esa manera culminar con los estudios superiores.

Alan Alexander Robles Carreño
Stalin Marcelo Alba Ulcuango

ÍNDICE DE CONTENIDO

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	2
DECLARATORIA DE COAUTORÍA.....	3
DEDICATORIA	4
AGRADECIMIENTO	5
ÍNDICE DE CONTENIDO	6
ÍNDICE DE TABLAS	10
ÍNDICE DE FIGURAS.....	11
ÍNDICE DE ANEXOS	13
NOMENCLATURA	14
RESUMEN	16
ABSTRACT.....	17
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS	2
Objetivo General	2
Objetivos Específicos.....	2
CAPÍTULO 1	3
MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO SOBRE BOMBAS DE CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA CON ASISTENCIA DE ENERGÍA SOLAR Y REFRIGERANTES.....	3
1.1. Antecedentes de la investigación	3
1.2. Bomba de calor asistida por energía solar.....	6
1.3. Bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa (BCAES-ED).....	6
1.3.1. Componentes de una bomba de calor con asistencia de energía solar... 8	
a. Colector-Evaporador.....	8
b. Compresor.....	8

c.	Válvula de expansión.....	8
d.	Condensador	8
1.3.2.	Clasificación	9
1.3.2.1.	Condensador enfriado por aire.....	9
1.3.2.2.	Condensador enfriado por agua.....	10
1.4.	Análisis de la transferencia de calor.....	10
1.4.1.	Flujo de calor	11
1.4.2.	Conducción	12
1.4.3.	Conductividad térmica.....	13
1.4.4.	Difusividad térmica.....	15
1.4.5.	Convección	16
1.4.5.1.	Convección interna natural.....	17
1.4.5.2.	Convección interna forzada	18
1.4.6.	Condensación.....	20
1.4.7.	Patrones de condensación en un flujo bifásico horizontal.	21
1.4.7.1.	Anular	22
1.4.7.2.	Lingote.....	22
1.4.7.3.	Burbuja	22
1.4.8.	Entropía.....	22
1.4.9.	Diagrama presión temperatura.....	23
1.4.10.	Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	23
1.4.11.	Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor	24
1.5.	Refrigerantes	25
1.6.	Software para simulación	27
CAPÍTULO 2.....		30
PARÁMETROS DE SIMULACIÓN DEL SISTEMA.....		30
2.1.	Modelo de flujo compresible.....	30

2.1.1.	Física de flujos compresibles	31
2.1.2.	Ecuaciones básicas para flujos comprimibles	32
2.1.3.	La forma compresible de la ley del gas.....	32
2.1.4.	Promedio de Reynolds (Conjunto).....	33
2.2.	La ecuación de conservación de masa.....	34
2.3.	Ecuación de la conservación del impulso.....	35
2.4.	Ecuación de conservación de energía.....	36
2.5.	Ecuaciones de transporte escalares definidas (UDS)	36
2.5.1.	Flujo simple o de una fase	37
2.5.2.	Flujo multifásico	38
2.6.	Transferencia de calor	40
2.6.1.	Modelado de transferencia de calor conductivo y convectivo	40
2.6.1.1.	Teoría de transferencia de calor.....	40
2.6.1.2.	Teoría de los flujos impulsados por la flotabilidad y la convección natural	42
2.7.	Ecuaciones termodinámicas	43
2.7.1.	Ecuaciones de estado	43
2.7.2.	Flujo másico.....	44
2.7.3.	Flujo volumétrico.....	44
2.7.4.	Flujo de calor	44
2.7.5.	Conservación de la energía	45
2.7.6.	Conducción	46
2.7.7.	Número de Prandtl	46
2.7.8.	Número de Nusselt.....	46
2.8.	JUSTIFICACIÓN DE RESULTADOS	47
2.8.1.	Velocidad del fluido.....	48
2.8.2.	Viscosidad cinemática.....	48

2.8.3.	Diámetro hidráulico	48
2.8.4.	Número de Reynolds.....	49
2.8.5.	Número de Prandtl	49
2.8.6.	Número de Nusselt.....	49
2.8.7.	Coefficiente de transferencia de calor por convección	50
2.8.8.	Flujo de calor	50
2.9.	Tabla de resultados.....	52
CAPÍTULO 3.....		53
ANÁLISIS Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS		53
3.1	Geometría	53
3.2	Presión.....	54
3.3	Temperatura.....	55
3.3.1	Temperatura fase 1 sobrecalentado.....	55
3.3.2	Temperatura fase 2 comprimido	55
3.4	Fracción volumétrica.....	56
3.4.1	Fracción volumétrica fase 1 sobrecalentado	56
3.4.2	Fracción volumétrica fase 2 comprimido.....	57
3.5.	Análisis económico	58
CONCLUSIONES		60
RECOMENDACIONES		62
ANEXOS		63
REFERENCIAS.....		72

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Conductividad térmica de materiales a temperatura ambiente.	14
Tabla 1.2. Conductividad térmica de los materiales en función de la temperatura.	15
Tabla 1.3. Difusividad térmica de algunos materiales a la temperatura ambiente... ..	16
Tabla 1.4. Propiedades fisicoquímicas del refrigerante R134a.....	27
Tabla 1.5. Tipos de refrigerantes alternativos.	29
Tabla 2.2.1. Parámetros de ingreso.	47
Tabla 2.2.2. Resultados.	52
Tabla 3.1. Análisis económico.....	59
Tabla A.0.1. Información de la temperatura del agua.....	64
Tabla A.0.2. Marcadores de la imagen principal de la temperatura del agua.....	65
Tabla A.0.3. Información de la imagen de la temperatura del agua.	65
Tabla A.0.4. Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión.....	66
Tabla A.0.5. Refrigerante 134a sobrecalentado.....	67
Tabla A.0.6. Refrigerante 134a sobrecalentado.....	68

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Historia de los refrigerantes.....	5
Figura 1.2. Esquema de una bomba de calor asistida por energía solar.	6
Figura 1.3. Esquema de una bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar.	7
Figura 1.4. Condensador enfriado por aire	9
Figura 1.5. Condensador enfriado por aire de tipo forzada	9
Figura 1.6. Condensador enfriado por agua.....	10
Figura 1.7. El calor fluye en la dirección de la temperatura decreciente.....	11
Figura 1.8. Interacciones energéticas en la superficie exterior de la pared	12
Figura 1.9. Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor Δx y área A	13
Figura 1.10. Transferencia de calor, componentes calientes hacia el fluido circundante por convección y conducción.....	17
Figura 1.11. Tipos de condensación.	21
Figura 1.12. Estructura del flujo de condensación.....	21
Figura 1.13. Diagrama (PT) de las fases de una sustancia que se contrae al solidificar.	23
Figura 1.14. Diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.	24
Figura 1.15. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.	24
Figura 1.16. Estrategia de sustitución de refrigerantes	26
Figura 3.1. Condensador	53
Figura 3.2. Presión en el condensador	54
Figura 3.3. Temperatura de la fase 1 en el condensador.....	55
Figura 3.4. Temperatura de la fase 2 en el condensador.....	56
Figura 3.5. Fracción volumétrica de la fase 1 en el condensador	57
Figura 3.6. Fracción volumétrica de la fase 2 en el condensador	58
Figura A.1. Construcción condensador.....	63
Figura A.2. Temperatura del agua.	64
Figura A.3. Imagen de luz visible del tanque de almacenamiento.	64
Figura A.4. Imagen principal del tanque de almacenamiento.	65

Figura A.5. Diagrama de Mollier del refrigerante 134a 69

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Construcción y montaje del condensador.	63
Anexo 2. Imagen termográfica	64
Anexo 3. Refrigerante R134a	66
Anexo 4. Datos experimentales	70

NOMENCLATURA

CO ₂	Dióxido de carbono [ppm]	V	Velocidad del fluido [m·s ⁻¹]
NO _x	Óxidos de nitrógeno [ppbv]	A_c	Área de la sección transversal [m]
SO ₂	Dióxido de azufre [ppm]	$u(r)$	Perfil de velocidad
W	Vatios	R	Radio de la tubería [m]
Btu	Unidad térmica británica	T_m	Temperatura media del fluido [K]
cal	Calorías	\dot{E}	Flujo de energía [W]
m	Metros	Re	Número de Reynolds
h	Entalpía [kJ·kg]	D	Diámetro de la tubería [m]
°C	Grados centígrados	ν	Viscosidad cinemática del fluido [m ² ·s ⁻¹]
ft	Pies	μ	Viscosidad Dinámica del fluido [kg·s ⁻¹ ·m ⁻¹]
Q	Calor generado [J]	D_h	Diámetro hidráulico [m]
q''	Flujo de calor por convección [W·m ⁻²]	s	Entropía [kJ·K ⁻¹]
\dot{Q}	Flujo de calor [W]	δQ	Variación de calor [W]
k_i	Conductividad térmica [W· m ⁻¹ · K ⁻¹]	P	Presión [Pa]
A	Área [m ²]	T	Temperatura [K]
α	Difusividad térmica [m ² ·s ⁻¹]	J	Julio
ρ	Densidad [kg·m ⁻³]	kg	Kilogramo
c_p	Calor específico [kJ·kg ⁻¹ ·°C ⁻¹]	K	Grados kelvin
s	Segundo	h_{fg}	Calor latente vaporización [kJ·kg]
T_s	Temperatura de la superficie [K]	mol	Mol
T_∞	Temperatura del fluido [K]	Pa	Pascal
A_s	Área superficial [m ²]	M	Número de Mach [m·s ⁻¹]

Nu	Número de Nusselt	c	Velocidad del sonido en el gas [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
L_c	Longitud de transferencia [m]	γ	Proporción de calores específicos [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$]
\dot{m}	Flujo másico [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]	p_0	Presión total [Pa]
T_0	Temperatura total [K]	\mathcal{S}_{φ_k}	Flujo simple
p_{op}	Presión operativa definida [Pa]	$\Gamma_k I$	Matriz de identidad
p	Presión estática [Pa]	φ_l^k	Variable de campo individual
R	Constante de gas universal [$\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	α_l	Fracción de volumen [m^3]
M_w	Peso molecular [$\text{kg}\cdot\text{mol}^{-1}$]	ρ_l	Densidad física [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
u_i	Componente de la velocidad [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	\vec{u}_l	Velocidad de la fase [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
\bar{u}	Velocidad media [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	F_l	Flujo de masa [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
φ	Componentes de la presión [Pa]	ρ_m	Densidad de la mezcla [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
$\bar{\varphi}$	Presión media [Pa]	\vec{u}_m	Difusividad de la mezcla [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$]
\vec{v}	Vector velocidad [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	k_{eff}	Conductividad térmica efectiva [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
S_m	Conservación de la masa [J]	G_r	Numero de Grashof
$\bar{\tau}$	Tensor de tensión [Pa]	β	Coefficiente de expansión térmica [$\text{m}^3\cdot\text{K}^{-1}$]
\vec{g}	Vector de la gravedad [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	Ra	Número de Rayleigh
\vec{F}	Vector de la fuerza [N]	\dot{V}	Flujo volumétrico [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$]
I	Tensor de la unidad	Δh	Variación de entropía [$\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}$]
E	Energía [kJ]		
Γ_k	Coefficiente de difusión [$\text{cm}^2\cdot\text{s}^{-1}$]		

RESUMEN

El objetivo de la presente investigación es analizar y simular el comportamiento del refrigerante R134a en un condensador que se encuentra colocado en un tanque de almacenamiento de agua, utilizando el método de dinámica de fluidos computacional CFD por sus siglas en inglés para lo cual se consideran datos experimentales obtenidos de pruebas de laboratorio como por ejemplo las temperaturas de ingreso y salida del condensador, que son de 39.85 y 14.85 °C respectivamente; al igual que las presiones de trabajo de entrada que son 913 kPa, con una caída de presión de 861 kPa a la salida del condensador, por el efecto de condensación del refrigerante R134a y las características técnicas del mismo.

El refrigerante se encuentra en el interior del condensador y este es un limitante para mantener un correcto seguimiento durante el cambio de fase del fluido, gracias a la simulación se puede obtener imágenes claras de los patrones de condensación que se producen alrededor de la décima espira con un valor de temperatura de alrededor de 22 °C y una presión de 875 kPa; estos valores se aprecian mediante la escala de colores en las figuras del capítulo 3. Los datos de flujos volumétricos van en una escala de 1.557×10^{-2} hasta 9.91×10^{-1} % para la fase de vapor del refrigerante, mientras que para la fase de líquido el rango se encuentra en un valor similar de 0.00 hasta 9.754×10^{-1} % lo que permite entender que al ingreso del condensador existe una gran cantidad de vapor y a la salida el refrigerante se condensa completamente.

Una vez establecidos los parámetros de simulación se utiliza el software ANSYS Fluent para evaluar de manera experimental el comportamiento real del refrigerante, donde se concluye que el condensador es un elemento eficiente con que entrega un flujo de calor 29.07 W. Debido al cambio de fase las velocidades en el interior del condensador mantienen un rango de 0.00 hasta $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, ya que esto valores se encuentra en el centro del fluido.

PALABRAS CLAVES: Simulación - Condensador - R134a - ANSYS - CFD - Bomba de calor - Agua caliente sanitaria.

ABSTRACT

The objective of this study is to analyze and simulate the behavior of R134a refrigerant in a capacitor located in a water storage tank, using the method of computational fluid dynamics CFD. The following experimental data obtained in an experimental laboratory was considered; temperatures after entering and leaving the condenser, which are 39.85 and 14.85 °C respectively; the work input pressures which are 913 kPa, with a pressure drop of 861 kPa at the condenser outlet due to the condensing effect of the R134a refrigerant and its technical characteristics.

The refrigerant placed inside the condenser is a limiting factor in order to maintain a proper follow up during the phase change of the fluid; from the simulation we can obtain clear images of the condensation patterns occurring around the tenth coil, which reach a temperature of about 22 °C, and a pressure of 875 kPa; these values can be observed in the color scale on the figures in Chapter 3. Volumetric flow data ranges from 1.557×10^{-2} to 9.91×10^{-1} % for the refrigerant vapor phase, while for the liquid phase it ranges from a similar value of 0.00 to 9.754×10^{-1} % which allows us to understand the great amount of steam at the capacitor input and the completely condensed coolant outlet.

Once the simulation parameters are set, ANSYS FLUENT software is used to experimentally evaluate the actual behavior of the refrigerant, where we conclude that the capacitor is the element which delivers a heat flux of 7.29 W. Due to the phase change, speeds inside the capacitor range from 0.00 to 2 m s⁻¹, as this values are reached in the center of the fluid.

KEYWORDS: Simulation - Condenser - R134a - ANSYS - CFD - Heat pump - Domestic hot water.

INTRODUCCIÓN

Los cambios climáticos que se producen en la actualidad son evidentes y causados por las emisiones de dióxido de carbono (CO_2), óxidos de nitrógeno (NO_x), dióxido de azufre (SO_2), entre otros; que son producidas por las actividades del hombre en la naturaleza de la transformación de la energía [1, 2]. Los cambios de clima son producidos a causa de las emisiones de estos gases, según las estadísticas presentadas por la Agencia Internacional de Energía (IEA) para el 2015 se presenta una cantidad de 32 mil Mt de CO_2 [3, 4]. Estos problemas requieren soluciones mediante el desarrollo de proyectos e investigaciones que van enfocadas al ámbito de energías renovables, como es el condensador a escala para una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar, el cual permite un intercambio de calor con el medio circundante. El análisis en el interior de este elemento es de suma importancia, ya que, permite entender su comportamiento durante la fase de condensación del refrigerante, el rendimiento térmico y el uso de agentes refrigerantes que pueden ser contaminantes para el medio ambiente; estos análisis serán respaldados por simulaciones computarizadas que tienen como enfoque el incremento de información que respecta a simulaciones de dinámica de fluidos computacionales (CFD) presentadas por fuentes de investigación como son: libros, revistas científicas, artículos científicos, entre otros. De tal modo que el objetivo principal de la investigación es analizar y simular el comportamiento del refrigerante R134a utilizado como fluido de trabajo en un intercambiador de calor colocado dentro de un tanque de almacenamiento de agua de 0.5 litros, para lo cual se convierta en un referente de investigaciones posteriores que tengan como base fundamental el cuidado del medio ambiente.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Analizar y simular el comportamiento del refrigerante R134a utilizado como fluido de trabajo en un intercambiador de calor colocado dentro de un tanque de almacenamiento de agua de 0.5 litros.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Recopilar y analizar fuentes de información sobre simulaciones CFD de intercambiadores de calor colocados dentro de un tanque de almacenamiento de agua.
- Establecer los parámetros necesarios para realizar una simulación de un intercambiador de calor.
- Evaluar los resultados del intercambio de calor dentro del tanque de almacenamiento y determinar la temperatura que alcanza el agua.
- Analizar el ahorro energético producido por el intercambiador en comparación con sistemas convencionales de calentamiento de agua que utilizan energía eléctrica.

CAPÍTULO 1

MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO SOBRE BOMBAS DE CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA CON ASISTENCIA DE ENERGÍA SOLAR Y REFRIGERANTES

El presente capítulo tiene como finalidad el aporte de conocimiento al sector de refrigeración y los fenómenos presentes a las personas que utilizan un sistema de calentamiento de agua, por lo que se analizará y se puntualizará datos importantes de la bomba de calor de expansión directa. De igual manera, se estudiará el comportamiento de los diferentes refrigerantes del mercado incluyendo el refrigerante R134a para determinar su impacto tóxico para el medio ambiente.

1.1. Antecedentes de la investigación

Un refrigerante es un fluido no corrosivo que tiene como objetivo intercambiar calor entre dos elementos de un sistema térmico durante la evaporación, a diferentes temperaturas y presiones, por esta razón un refrigerante puede encontrarse en estado gaseoso o líquido en diferentes sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor [5, 6]. Según Jara et al. [7] los hidrocarburos son refrigerantes más eficientes que los tradicionales y que el peligro de inflamabilidad es sumamente pequeño, esta propiedad se presenta de igual manera en el Manual Nacional de Buenas Prácticas en Refrigeración [8], donde explica que el refrigerante R134a no es inflamable y que posee niveles bajos de toxicidad para el medio ambiente, además menciona que el refrigerante R134a tiene como denominación $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ y pertenece al grupo de los refrigerantes hidrofluorocarbonos (HFC), compuesto principalmente por hidrógeno, flúor y carbono [6]. Estas características son de gran importancia para el trabajo de investigación, ya que parte del enfoque general de la investigación es determinar refrigerantes que sean benéficos para el medio ambiente y que presenten gran eficiencia en el ciclo de la bomba de calor.

En la actualidad se utiliza solo una cierta cantidad de refrigerantes debido al deterioro que causan a la capa de ozono, como es el caso del R11, R12, R113, R115, entre otros que fueron discontinuados a partir del año 2000 por la razón antes mencionada [9]. Dichos refrigerantes pertenecen a la familia de los clorofluorocarbonos (CFC) que

irónicamente fueron presentados como una respuesta eficaz a las necesidades de refrigeración, pero que ocasionarían gran daño a la capa de ozono a largo plazo, por este motivo en la actualidad se habla seriamente sobre los agentes contaminantes y los efectos que conlleva para el futuro del planeta tierra [10, 11]. El interés que impulsa las investigaciones sobre el refrigerante R134a y su familia HFC es su condición de no dañar la capa de ozono y de igual manera los refrigerantes de la familia CFC tienen prohibida su distribución y venta, ya que sus compuestos perdurarían por más de 100 años en la atmósfera lo que produciría un daño de gran magnitud a la capa de ozono que se encuentra en la estratosfera y protege al planeta de los rayos ultravioleta [12, 13].

Para comienzos de la década de 1980, los productos químicos utilizados como refrigerantes fueron los CFC y HCFC. Debido al agotamiento de la capa de ozono, el Protocolo de Montreal prohíbe desde el 1 de enero de 1996 el uso y producción del refrigerante CFC con lo que adopta a más de 100 países con dicho refrigerante [14]. Los HC son refrigerantes que poseen propiedades termodinámicas ideales, pero con un grado elevado de peligrosidad, esto se debe a su inflamabilidad. Esta condición hace que el uso de los refrigerantes de la familia HC sea poco probable, ya que su costo es elevado para brindar mayores seguridades dentro de un sistema [15]. De igual manera se encuentra en el mercado los refrigerantes de la familia HFO, los cuales cuentan con datos experimentales escasos y evitan evaluaciones de su rendimiento termodinámico [16, 17], además existen varios inconvenientes como la inflamabilidad y el alto costo lo que obstaculizan su popularidad de manera inmediata [18].

El refrigerante R134a en la presente investigación se utilizará como fluido de trabajo en el condensador, el cual es un elemento para todos los sistemas de refrigeración y que tiene como propósito recibir el refrigerante en forma de gas caliente a una presión alta desde el compresor y enfriarlo para eliminar de manera gradual el sobrecalentamiento hasta llegar al calor latente y de igual manera eliminarlo, de modo que el refrigerante se condense nuevamente en líquido [19, 20]. Los condensadores pueden trabajar en algunos casos con presiones altas de hasta 500 psi y en otros casos tan bajos como 20 psi. En cualquiera de estos casos extremos, la presión de succión en el ciclo será mucho menor que la presión del condensador [21].

Los refrigerantes al igual que los elementos del condensador y el mismo condensador pueden ser desarrollados y analizados en los software de simulación como por ejemplo Shrikant et al. [22] desarrolla una simulación de un condensador utilizando el método CFD para el análisis del elemento, donde establece como condiciones de borde velocidades de flujo másico de 0.1 a 0.5 kg/s y temperaturas de ingreso y salida que tiene valores de 363.15 y 303.15 K, respectivamente. De igual manera Singh et al. [23] utilizan el método CFD para el diseño de un condensador y a su vez compararlo con el método Kern para establecer dimensiones óptimas del condensador; por otro lado Venkata y Bramara [24] simulan la transferencia de calor de un fluido de trabajo que tiene cambio de fase, los refrigerantes son R134a y R404, con lo cual tienen gran éxito. Los valores de los coeficientes de transferencia de calor en un condensador se obtienen a partir del método CFD y de manera empírica, donde ambos resultados tienen un error menor al 10 % así lo concluye Kumar et al. [25] en sus investigaciones. Un gran desafío en la actualidad es conocer a fondo el comportamiento del condensador en el interior de este, trabajando con refrigerantes que sean amigables con el medio ambiente, para ello se debe reducir las limitaciones que existen y una herramienta de gran ayuda es el método CFD utilizado por el software ANSYS Fluent, así lo demuestra Al-Waked et al. [26] y Bellis [27] en sus investigaciones que utilizan el software mencionado anteriormente como una vía a la mejora constante. Según Roumpedakis et al. [28] el método CFD de un análisis bidimensional (2D) proporciona los mismos datos que un análisis tridimensional (3D) e inclusive proporciona predicciones más precisas.

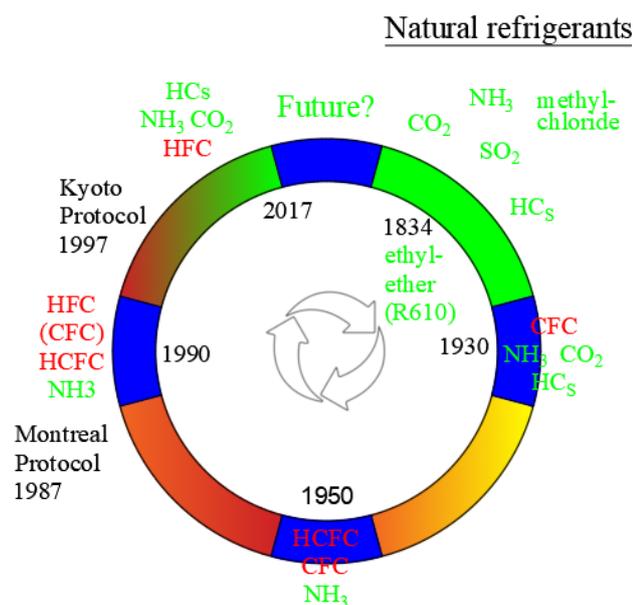


Figura 1.1. Historia de los refrigerantes [29].

1.2. Bomba de calor asistida por energía solar

Una bomba de calor asistida por energía solar es un sistema que obtiene calor de un foco frío por medio del ciclo de refrigeración combinado con colectores solares, la bomba de calor se basa en el principio de compresión de vapor [30, 31]. Este equipo utiliza radiación solar para calentar el fluido de trabajo, a diferencia de otros equipos de calentamiento de agua convencionales como duchas eléctricas, calefones a gas, calentadores de agua eléctricos, entre otros; que producen un incremento de CO₂ anual el cual se encuentra cerca de 9.8 millones de toneladas [31].

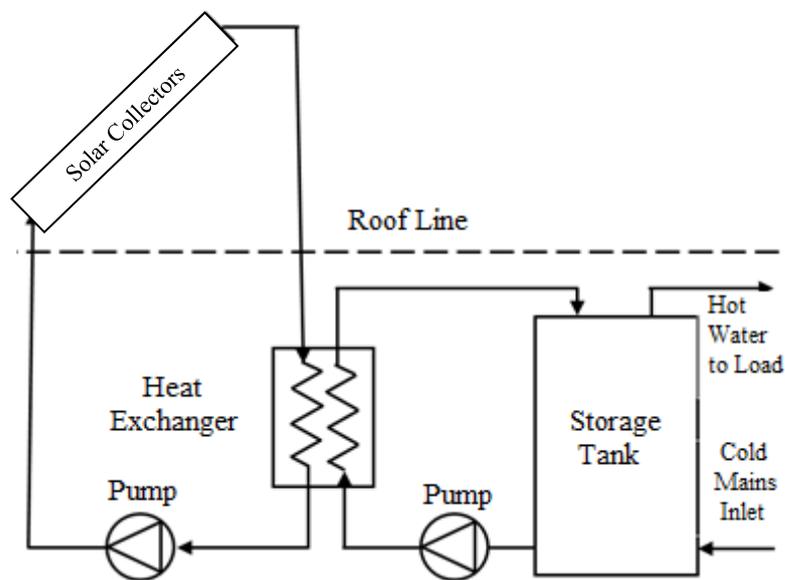


Figura 1.2. Esquema de una bomba de calor asistida por energía solar [32].

1.3. Bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa (BCAES-ED)

En una BCAES-ED tanto las funciones del colector como las del evaporador se combinan en una misma unidad y forman un mismo elemento [33, 34], el colector solar actúa como evaporador de la unidad de bomba de calor, esto permite que el sistema sea más compacto y eficiente energéticamente lo cual incrementa una mayor carga de fluido de trabajo en este caso refrigerante R134a dentro de la bomba de calor que es asistida por energía solar [35].

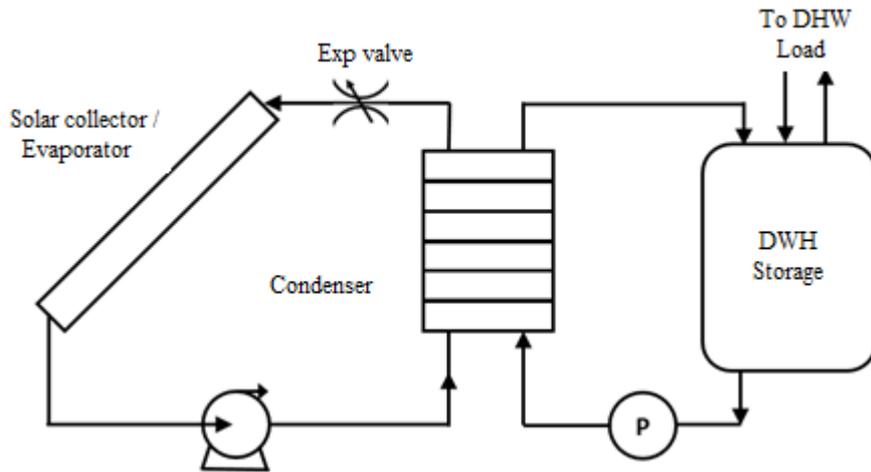


Figura 1.3. Esquema de una bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar [36].

Un BCAES-ED utiliza un colector- evaporador que es el resultado de la combinación de un colector solar y un evaporador de bomba, en este elemento el refrigerante se evapora mediante la absorción de la radiación solar [37].

Las diferentes ventajas de una BCAES-ED sobre una BCAES-ID son presentadas a continuación:

- Posee un coeficiente de transferencia de calor (COP) más elevada, esto se debe al proceso de vaporización directa del refrigerante que se da lugar en el colector- evaporador solar [38, 37].
- Problemas presentados como corrosión y congelación nocturna se eliminan, esto se debe a la utilización de refrigerantes como fluido de trabajo [38, 34, 37].
- Mediante la configuración del colector- evaporador, se logra una reducción en el número de componentes del sistema, lo que representa una reducción en el costo total del equipo [39].
- Es un sistema sumamente fiable ya que su vida útil se encuentra dentro de los 20 años ya que el sistema se encuentra completamente sellado [40].

1.3.1. Componentes de una bomba de calor con asistencia de energía solar

a. Colector-Evaporador

Esta unidad del sistema absorbe energía solar del ambiente para evaporar el refrigerante [40], lo que permite el cambio de estado de líquido a vapor del refrigerante antes de entrar en el compresor [41].

b. Compresor

Es un componente del sistema que se encarga de convertir la energía cinética en energía de presión [42], se debe tomar en cuenta que la caracterización es determinada por el caudal entregado, rendimiento interno y la relación de compresión [43]. Mediante investigaciones realizadas por Buker [44], se demuestra que los compresores de velocidad variable tienen mejor desempeño, ya que al trabajar con velocidades bajas el COP mejora y de igual manera la vida útil del elemento se ve prolongada [34].

c. Válvula de expansión

La válvula de expansión es un elemento compacto que reduce tanto la temperatura y la presión de alta del refrigerante hasta una temperatura y presión requerida por el colector-evaporador [45, 46]. La válvula de expansión electrónica evita inconvenientes con relación a la válvula de expansión termostática, como el requerimiento de caída de presión mínima entre el condensador y el evaporador, por esta razón se recomienda el uso de una válvula electrónica [47].

d. Condensador

Un condensador de vapor es un sistema que posee la capacidad de cambiar la fase del fluido de trabajo que va de vapor a líquido, este proceso se debe a la extracción de calor por medio de otro fluido en el caso de estudio se utiliza agua [48].



Figura 1.4. Condensador enfriado por aire [49]

1.3.2. Clasificación

Para la clasificación de un condensador no se presenta un criterio único y específico, ya que pueden clasificarse por su forma, agente condensante y grupo de calor de trabajo; por esta razón se clasificará de acuerdo al grupo de calor, en: grupo de calor sensible y grupo calor latente [50, 51]. Para un estudio puntual el grupo a ser analizado es el grupo de calor sensible.

1.3.2.1. Condensador enfriado por aire

El aire es un medio de condensación que se encuentra de manera gratuita, por esta razón se utiliza para la condensación de vapores [51]. El aire circula por el condensador por un cambio de densidades al ponerse en contacto con la zona caliente, sin embargo el calor específico del aire es muy bajo y esto con lleva a una disminución drástica en el coeficiente de transmisión de calor, por lo cual este tipo de condensadores se utiliza solamente para equipos con potencias igual o menor a 2000 kW [50, 51, 52].

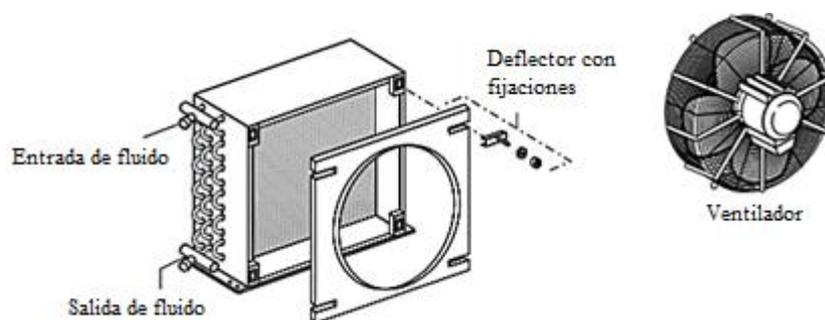


Figura 1.5. Condensador enfriado por aire de tipo forzada [53]

- Tipo natural: Se debe a un cambio de densidades que ocurre cuando el aire se encuentra en contacto con el tubo. Este tipo de condensadores se encuentra en el rango de $8 \text{ a } 10 \text{ kcal}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$ como coeficiente de calor [50].
- Tipo forzada: Se debe a la utilización de ventiladores que aspiran aire del medio y lo dirigen a la superficie del condensador, con ello incrementa la capacidad del condensador [50, 51].

1.3.2.2. Condensador enfriado por agua

Debido a que el agua posee un valor de densidad más elevada que el aire, este tipo de condensadores son más efectivos que los mencionados anteriormente [51]. Dentro de estos condensadores el agua y el refrigerante fluyen en direcciones opuestas, lo cual produce una disminución en pérdidas de eficiencia [54].

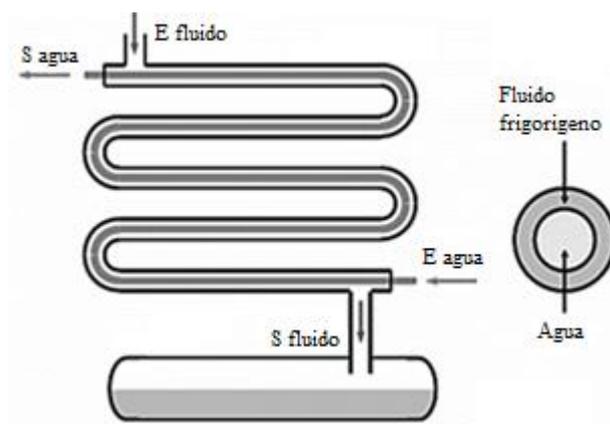


Figura 1.6. Condensador enfriado por agua [54].

1.4. Análisis de la transferencia de calor

La transferencia de calor es un fenómeno físico mediante el cual se transfiere energía a través de la frontera de un sistema debido a una diferencia de temperatura [55]. De forma experimental se sabe que el calor se transfiere en dirección de temperatura descendiente, es decir, desde sitios donde se encuentra a temperatura alta hacia los sitios de temperatura baja. Dicho fenómeno de transferencia de calor sucede naturalmente sin ningún dispositivo que ayude a su realización [56].

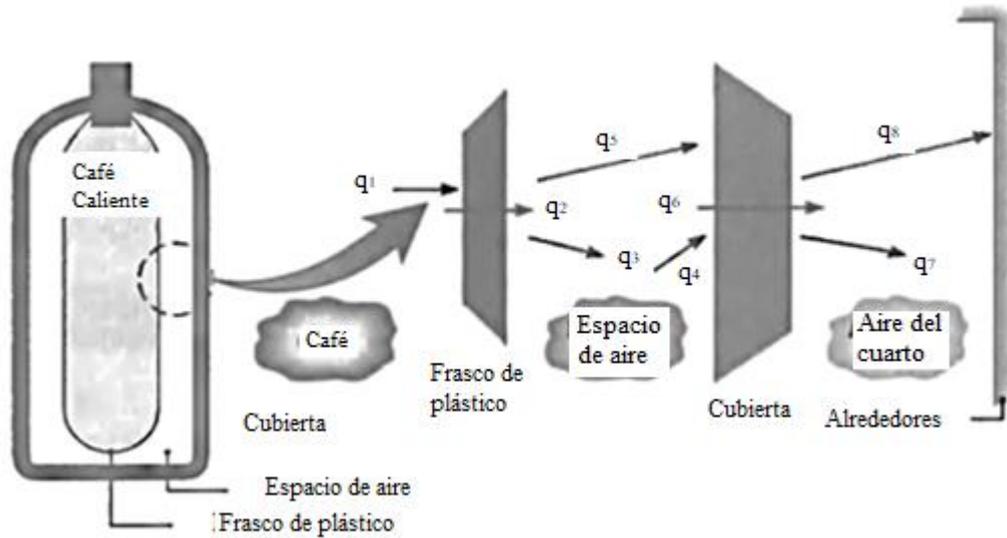


Figura 1.7. El calor fluye en la dirección de la temperatura decreciente [57].

1.4.1. Flujo de calor

Se define como calor a la forma de energía que se transmite de un sistema a otro, ya que existe un diferencial de temperatura. Es decir, la transferencia de energía se dará solo si entre dos sistemas existe una diferencia de temperatura de los sistemas. Por lo que se deduce que no puede haber transferencia de calor o energía entre sistemas que se encuentran en equilibrio [56].

Esta interacción de energía se llama flujo de calor, y para el cálculo del mismo a través de cualquier superficie sin utilizar el balance energético es necesario tener información sobre la densidad de flujo de calor. Es decir [Energía / (Longitud)² (Tiempo)]. En el sistema internacional (SI) las unidades típicas son $W \cdot m^{-2}$ y en las unidades tradicionales de EE.UU (USCS), las unidades típicas son $Btu \cdot ft^{-2} \cdot h^{-1}$, de lo anterior se deduce que el flujo de calor se denota con la siguiente ecuación [55, 56].

$$Q = \int_A q'' dA \quad (1)$$

Donde q'' puede variar con la posición en la superficie y la integral se realiza sobre toda el área.

La transferencia de calor o flujo de calor puede producirse mediante tres mecanismos distintos: conducción, radiación, y convección. Cada uno de ellos se asocia a un mecanismo físico diferente [55].

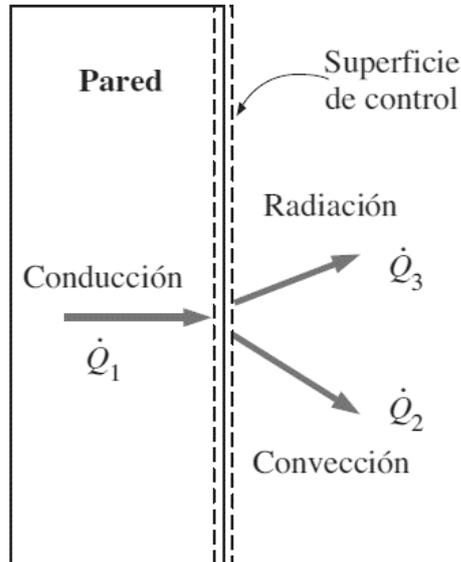


Figura 1.8. Interacciones energéticas en la superficie exterior de la pared [58]

1.4.2. Conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas o con mayor energía cinética de un fluido que se encuentra junto a otro con menos energía cinética, como consecuencia de la interacción entre partículas. La conducción puede generarse en los sólidos, líquidos o gases [56, 57].

En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres. La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que está hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio [58].

La transferencia de calor por conducción está directamente relacionada con los gradientes de temperatura dentro del cuerpo y está gobernada por la *ley de Fourier de*

conducción del calor. La ecuación del flujo de calor de conducción de forma se tiene que es igual a:

$$\dot{Q}_{cond} = -k_i A \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

Donde k es la conductividad térmica de los materiales y A es el área analizada [56].

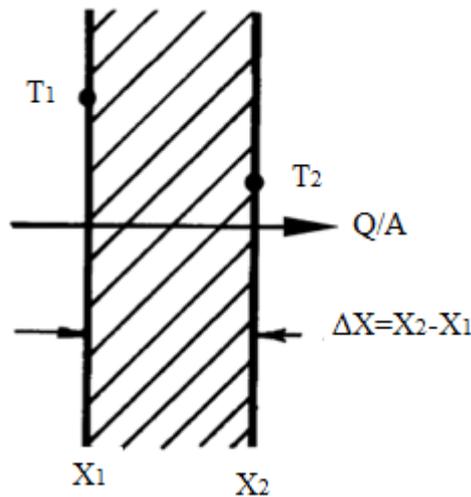


Figura 1.9. Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor Δx y área A [56]

1.4.3. Conductividad térmica

La conductividad térmica k es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. Aquella propiedad de transporte, que proporciona una indicación de velocidad a la que se transfiere energía mediante el proceso de difusión y depende de la estructura física de la materia, atómica y molecular que se relaciona con el estado de la materia [57, 58].

El componente electrónico de los metales puros afecta de gran manera en la conductividad térmica de estos elementos, por otro lado la conductividad térmica de los no metales es gracias a los componentes de la red cristalina. La conductividad térmica de la red cristalina depende en mayor parte de la formación en que están organizadas las moléculas [56].

Tabla 1.1. Conductividad térmica de materiales a temperatura ambiente [58].

Material	k $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$
Diamante	2300
Plata	429
Cobre	401
Oro	317
Aluminio	237
Hierro	80.2
Mercurio (<i>l</i>)	8.54
Vidrio	0.78
Ladrillo	0.72
Agua (<i>l</i>)	0.607
Piel humana	0.37
Madera (roble)	0.17
Helio (<i>g</i>)	0.152
Caucho suave	0.13
Fibra de vidrio	0.043
Aire (<i>g</i>)	0.026
Uretano, Espuma rígida	0.026

No obstante estos valores no permanecen constantes, las conductividades térmicas de los materiales varían con respecto a la temperatura. En algunos materiales esta variación puede ser despreciable, aunque otros por ejemplo en la siguiente tabla varían en función de la temperatura [58].

Tabla 1.2. Conductividad térmica de los materiales en función de la temperatura [58].

T, K	Cobre	Aluminio
	k $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$	
100	482	302
200	413	237
300	401	237
400	393	240
600	379	231
800	366	218

1.4.4. Difusividad térmica

Una propiedad de los materiales en el análisis de conducción de calor de un régimen transitorio es la *difusividad térmica*, la misma que se presenta como cuán rápido se difunde el calor a través de un material, se define como:

$$\alpha = \frac{\text{Calor conducido}}{\text{Calor almacenado}} = \frac{k}{\rho c_p} = \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (3)$$

Se puede manifestar que la conductividad térmica k , representa lo bien que un material conduce el calor, mientras que, la capacidad calorífica ρc_p representa cuánta energía almacena un material por unidad de volumen. Por lo tanto, la difusividad térmica de un material se puede concebir como la razón entre el calor conducido a través del material y el calor almacenado por unidad de volumen de donde se deduce que entre mayor sea la difusividad térmica, más rápida es la propagación del calor por el medio y viceversa [58].

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (4)$$

Tabla 1.3. Difusividad térmica de algunos materiales a la temperatura ambiente [58].

Material	$\alpha \cdot 10^{-6}$ [m ² /s]
Plata	149
Oro	127
Cobre	113
Aluminio	97.5
Hierro	22.8
Mercurio (<i>l</i>)	4.7
Mármol	1.2
Hielo	1.2
Concreto	0.75
Ladrillo	0.52
Suelo macizo (seco)	0.52
Vidrio	0.34
Lana de vidrio	0.23
Agua (<i>l</i>)	0.14
Carne de res	0.14
Madera (roble)	0.14

1.4.5. Convección

La transferencia de calor por convección es la transferencia de energía entre la superficie de un sólido y un líquido o un gas debido al movimiento del fluido, comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura [55, 58].

Sin importa la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma:

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (5)$$

Donde q'' el flujo de calor por convección $\left[\frac{W}{m^2} \right]$, es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido, $T_s - T_\infty$ respectivamente [57].

Para este fenómeno físico existen tres tipos de convección tales como la convección forzada donde existe un movimiento del fluido de manera forzada, convección libre donde el movimiento del fluido se da naturalmente al calentar el aire, este se eleva al momento que se calienta y donde no existe ninguna clase de movimiento del fluido, en este caso se procedería como si trataría de conducción. [56, 57].

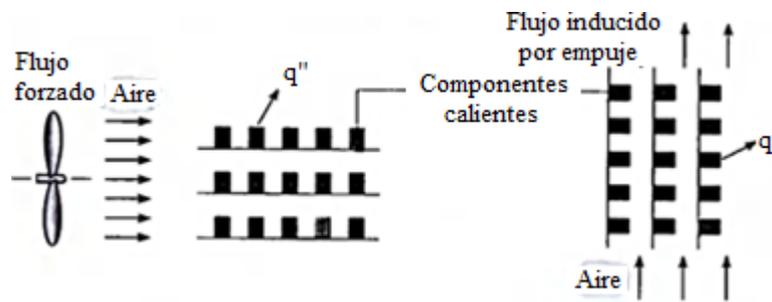


Figura 1.10. Transferencia de calor, componentes calientes hacia el fluido circundante por convección y conducción [57].

1.4.5.1. Convección interna natural

Debido a la variación de temperatura de un fluido, este se ve afectado en la reducción de su densidad, por lo que en presencia de una fuerza gravitacional se originan fuerzas de flotación en el fluido. Las corrientes naturales de convección hacen que el aire caliente suba y el frío baje [59]. Dentro de la transferencia de calor gran parte del calor cedido se da a través de ventanas y otros materiales conductivos, para evitar esto se hace una configuración en el recinto donde se da el fenómeno que es el aislamiento de todas las paredes con un material aislante [58].

La razón de transferencia de calor a través de un sitio cerrado se calcula cuando se conoce el número Nusselt, que está dada por la siguiente ecuación.

$$\dot{Q} = hA_s (T_1 - T_2) = kNuA_s \frac{T_1 - T_2}{L_c} \quad (6)$$

1.4.5.2. Convección interna forzada

Es aquella que mediante medios externos, como ventiladores o algún sistema de bombeo aceleran la velocidad de las corrientes de convección natural. La diferencia es que el sistema de ventilación forzada permite al calor ser repartido en mayor flujo con lo que el ambiente se calienta en menos tiempo [58, 59].

1.4.5.2.1. Velocidad y temperatura promedio

La velocidad de un fluido dentro de un tubo varía desde cero en la superficie, en razón de la condición de no deslizamiento, hasta un máximo en el centro del propio tubo. Por lo que resulta conveniente trabajar con una velocidad promedio o media, V_{prom} , la cual permanece constante para el flujo incompresible cuando el área de la sección transversal del tubo no varía. El valor de la velocidad media, V_{prom} de un tubo se determina a partir del requerimiento que se debe satisfacer el principio de conservación de la masa. Es decir [58, 57],

$$\dot{m} = \rho V_{prom} A_c = \int_{A_c} \rho u(r) dA_c \quad (7)$$

En donde \dot{m} es el flujo de másico, ρ es la densidad, A_c es el área de la sección transversal y $u(r)$ es el perfil de velocidad. Por lo tanto, la velocidad promedio para el flujo incompresible dentro de un tubo circular de radio R se puede expresar como [58]:

$$V_{prom} = \frac{\int_{A_c} \rho u(r) dA_c}{\rho A_c} = \frac{\int_0^R \rho u(r) 2\pi r dr}{\rho \pi R^2} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r) r dr \quad (8)$$

En el transporte de fluidos, resulta conveniente trabajar con una temperatura media, T_m , la cual permanece constante en una sección transversal. A diferencia de la velocidad media, la temperatura media T_m cambia en la dirección del flujo, siempre que el fluido se caliente o se enfríe [58].

El valor de la temperatura media T_m se determina mediante el requisito de satisfacer el principio de conservación de la energía. Es decir, la energía conducida por el fluido a través de una sección transversal en el flujo debe ser igual a la energía que se transportaría a través de la misma sección transversal si el fluido estuviera a una temperatura constante T_m . Por tanto, se expresa de la siguiente manera [58, 57]:

$$\dot{E}_{fluido} = \dot{m}c_p T_m = \int_{A_c} c_p T(r) \delta \dot{m} = \int_{A_c} \rho c_p T(r) u(r) V dA_c \quad (9)$$

En donde c_p es el calor específico del fluido. El producto de $\dot{m}c_p T_m$, en cualquier sección transversal del tubo, representa el flujo de energía con el fluido en esa sección transversal. Entonces, la temperatura media de un fluido, con densidad y calor específico constantes, dentro de un tubo circular de radio R, se puede expresar como [58, 57]:

$$T_m = \frac{\int_{\dot{m}} c_p T(r) \delta \dot{m}}{\dot{m}c_p} = \frac{\int_0^R c_p T(r) \rho u(r) 2\pi r dr}{\rho V_{prom} (\pi R^2) c_p} = \frac{2}{V_{prom} R^2} \int_0^R T(r) u(r) r dr \quad (10)$$

1.4.5.2.2. Flujo laminar-turbulento

El flujo en un tubo puede ser laminar o turbulento, dependiendo de las condiciones de este. El flujo de fluidos sigue líneas de corriente y como consecuencia, es laminar a velocidades bajas, pero se vuelve turbulento conforme se incrementa la velocidad más allá de un valor crítico. Para el flujo en un tubo circular, el número de Reynolds se define como [58, 60]:

$$Re = \frac{V_{prom} D}{\nu} = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} = \frac{\rho D}{\mu} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \pi D^2} \right) = \frac{4\dot{m}}{\mu \pi D} \quad (11)$$

En donde V_{prom} es la velocidad promedio del flujo, D es el diámetro del tubo y $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ es la viscosidad cinemática del fluido. Para el flujo por tubos no circulares, el número de Reynolds, así como el número de Nusselt y el factor de fricción se basan en el diámetro hidráulico D_h , definido como [58, 61]:

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (12)$$

De lo anterior, resulta obtener valores precisos de los números de Reynolds para los flujos laminar, de transición y turbulento, aunque en la práctica, este no es el caso. Es evidente que la transición de flujo laminar a turbulento también depende del grado de perturbación del flujo por la rugosidad de la superficie, las vibraciones de la tubería y las fluctuaciones en el flujo. Por lo tanto, se obtiene los siguientes valores aproximados para el número de Reynolds [58, 60, 61].

$$\begin{aligned} \text{Re} \leq 2300 & \quad \text{flujo laminar} \\ 2300 \leq \text{Re} \leq 4000 & \quad \text{flujo transicional} \\ \text{Re} \geq 4000 & \quad \text{flujo turbulento} \end{aligned}$$

1.4.6. Condensación

La condensación es el proceso de transferencia de calor en el cual un vapor saturado se transforma en líquido a través de la eliminación del calor latente de condensación. En general, se reconocen cuatro mecanismos básicos de condensación: [62, 57]

1. Gota a gota
2. Película
3. Contacto directo
4. Homogéneo

En la condensación gota a gota, las gotas se forman a partir del vapor en sitios específicos de nucleación de una superficie sólida, las gotas permanecen separadas durante el crecimiento hasta que son arrastradas por la fuerza de gravedad o por la fuerza aplicada del flujo horizontal. En la condensación de película, las gotas

inicialmente formadas se fusionan rápidamente para producir una película líquida continua en la superficie a través de la cual se debe transferir el calor para condensar más líquido [62, 57, 63].

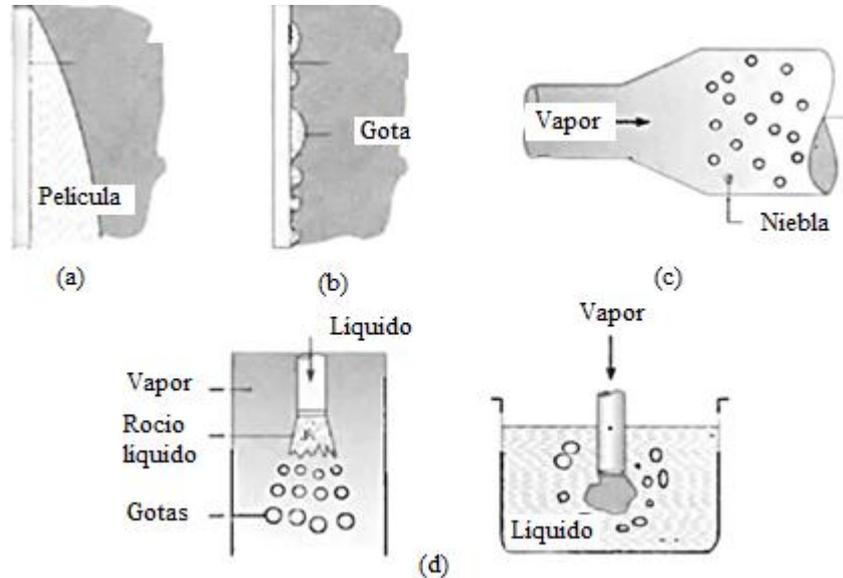


Figura 1.11. Tipos de condensación [57].

En la condensación de contacto directo, el vapor se condensa directamente en la superficie del líquido en el espacio de vapor. En la condensación homogénea, la fase líquida se forma directamente a partir de vapor súper saturado, lejos de cualquier superficie macroscópica; sin embargo, en general se supone que, en la práctica, hay cantidades suficientes de partículas de suciedad o niebla presentes en el vapor para servir como sitios de nucleación [62, 63].

1.4.7. Patrones de condensación en un flujo bifásico horizontal.

En la condensación el proceso de transferencia de calor para convertir el vapor saturado en líquido dentro de un tubo horizontal, el flujo sigue un patrón determinado para efectuarse la condensación.

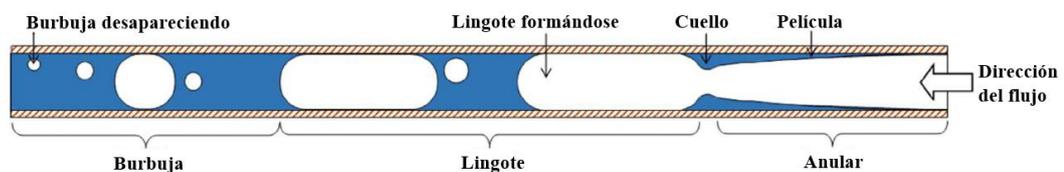


Figura 1.12. Estructura del flujo de condensación [62].

1.4.7.1. Anular

Durante esta fase de la condensación las partículas de vapor se enfrían y se condensan en las paredes de la tubería formando una capa delgada de líquido moviéndose en dirección del flujo.

1.4.7.2. Lingote

Esta fase se encuentra determinada por la formación de lingotes de vapor encerrados dentro de una película de líquido que avanza en dirección del flujo, se caracteriza por la peculiar formación de un cuello de líquido que se encuentra al final de la fase anular y al inicio de la fase de lingote.

1.4.7.3. Burbuja

La última fase de la condensación es la de burbuja, donde el lingote se reduce hasta formar una burbuja de vapor que se reduce conforme se va enfriando hasta desaparecer y tener dentro de la tubería solamente líquido.

1.4.8. Entropía

La entropía es un término que no se puede explicar por sí mismo, antes la entropía conducía directamente a la segunda ley de termodinámica, y la desigualdad de Clausius, establecida por primera vez por el físico alemán R. J. E. Clausius (1822-1888), uno de los fundadores de la termodinámica. Este concepto se expresa como enunciado de [56]:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (13)$$

Es decir, la integral cíclica de $\frac{\delta Q}{T}$ siempre es menor o igual a cero. Esta desigualdad es válida durante todos los ciclos, tanto reversibles como irreversibles. El símbolo \oint (símbolo de integral con un círculo en medio) se usa para indicar que la integración será realizada durante el ciclo entero. Cualquier transferencia de calor hacia o desde

un sistema consiste en cantidades diferenciales de transferencia de calor. Entonces la integral cíclica de $\frac{\delta Q}{T}$ puede considerarse como la suma de todas estas cantidades diferenciales de transferencia de calor dividida entre la temperatura en la frontera [56].

1.4.9. Diagrama presión temperatura

Del diagrama de la superficie P vs. T sobre el plano PT se la conoce como diagrama de fase. En tanto la temperatura como la presión permanece constantes durante un cambio de fase, en la Figura 1.13 se muestra dos fases paralelas al eje V. Así pues, esas regiones bifásicas aparecen como líneas cuando la superficie se proyecta sobre el plano PT. En la Figura 1.13 se presenta un diagrama presión- temperatura basada en las características generales de una sustancia que se contrae al solidificar [55].

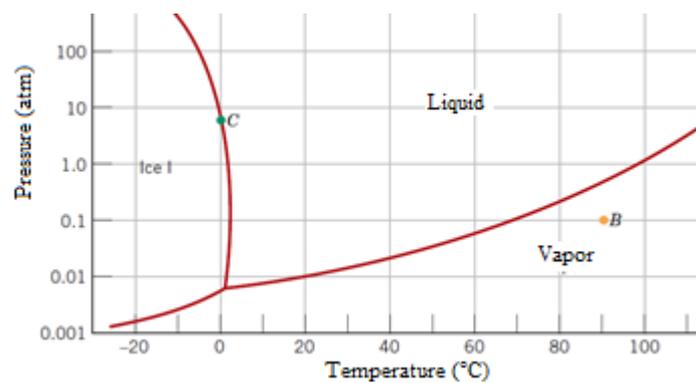


Figura 1.13. Diagrama (PT) de las fases de una sustancia que se contrae al solidificar [64].

1.4.10. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Llamado también ciclo de Carnot inverso, donde el refrigerante sufre solo un cambio de fase de vapor a líquido por medio de una serie de procesos que experimenta dentro de un ciclo ideal que son: [56, 55]

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

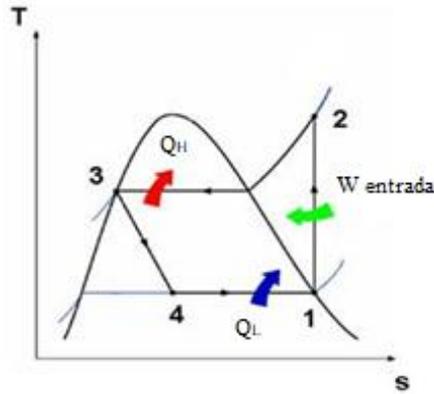


Figura 1.14. Diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [55].

1.4.11. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor tiene diferencias de un ideal en algunos aspectos, debido a las irreversibilidades que ocurren en varias secciones del ciclo. Existen dos orígenes comunes de irreversibilidad la primera es la fricción del fluido con el medio que lo contiene (causa caídas de presión en el sistema) y la segunda es la transferencia de calor de y hacia los alrededores. El diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la Figura 1.15.

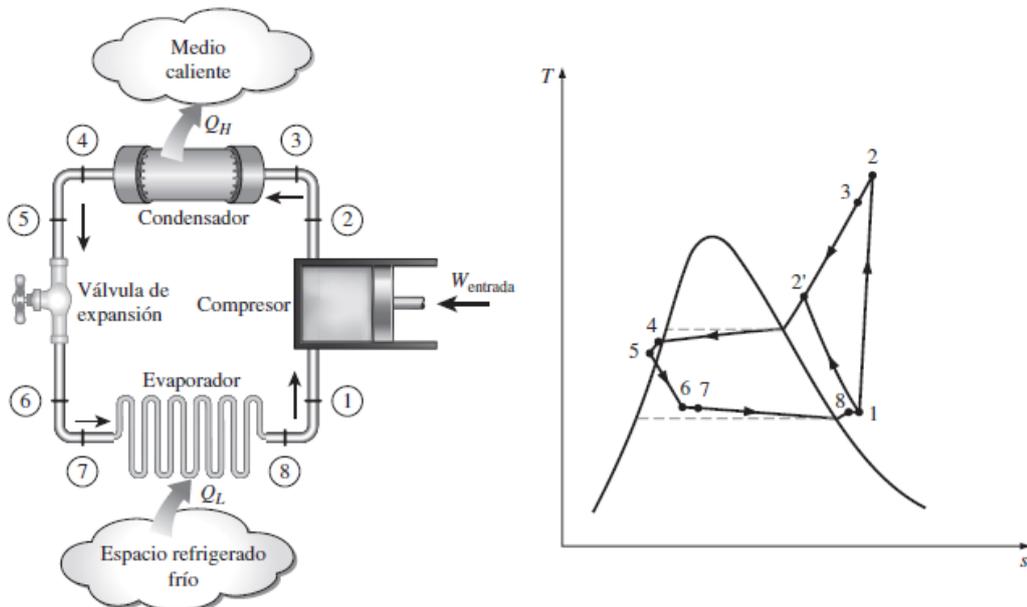


Figura 1.15. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [56].

1.5. Refrigerantes

Los refrigerantes se encuentran presentes en un sinnúmero de aplicaciones en diferentes campos, ya que su función principal es la de absorber y transportar grandes cantidades de calor de un lugar a otro [65, 66].

El método de compresión de vapor utilizado en los sistemas de refrigeración tienen una elevada cantidad de consumo de energía y además producen una disminución en de la capa de ozono debido a que en sus componentes químicos se encuentra el cloro (Cl) [65, 67]. Por este motivo las industrias de refrigeración y climatización han incrementado su interés en el uso de refrigerantes naturales e hidrocarburos que posean un riesgo mínimo en el calentamiento mundial [68].

La firma del protocolo de Montreal buscó alternativas nuevas en refrigerantes con el objetivo de disminuir la degradación de la capa de ozono, al igual que reducir el uso de distintos refrigerantes entre ellos el refrigerante R-12 [69]. Esta acción ha permitido desarrollar nuevas investigaciones con el objetivo de buscar un refrigerante ideal, que permita un desempeño óptimo del sistema, su costo no se elevado y sobre todo que sea sumamente amigable con el medio ambiente [7]. Entre las propuestas se encuentra el refrigerante R134a el cual se mantiene de manera constante en pruebas de laboratorio y simulaciones sobre su comportamiento en diferentes sistemas.

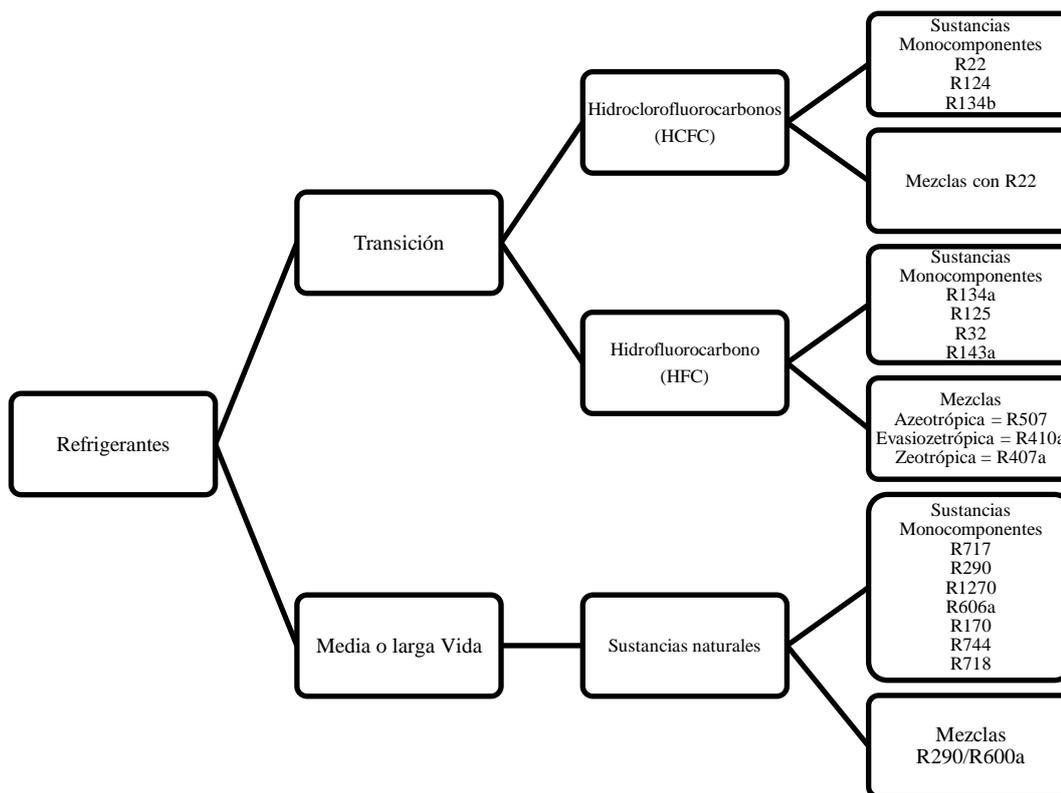


Figura 1.16. Estrategia de sustitución de refrigerantes [65]

Los hidrocarburos como refrigerantes ofrecen una alternativa de remplazo viable para los refrigerantes halogenados existentes; por lo cual en el año de 1996 la producción de refrigerantes clorofluorocarbonos se eliminó para países desarrollados, y para el año 2010 los países que se encuentran en vías de desarrollo hicieron lo mismo, esto mediante el protocolo de Montreal adoptado por Kigali, que plantea el uso de hidrofluorocarbonos como refrigerantes menos dañinos para el medio ambiente [70, 71].

Se establece que para el 2020 se eliminen los refrigerantes halogenados casi por completo, en los años 2030 y 2040 en los países desarrollados y países en desarrollo respectivamente [70].

A continuación, se presenta las propiedades fisicoquímicas del refrigerante R134a en la siguiente tabla:

Tabla 1.4. Propiedades fisicoquímicas del refrigerante R134a [65].

Propiedad	Valor	Unidad de medida
Calor específico	1.23	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Calor latente vaporización	217.0	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Constante de gas	0.08149	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Densidad	1443	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Masa molar	102.03	$\text{kg}\cdot\text{kmol}^{-1}$
Presión crítica	4.059	MPa
Punto normal de ebullición	-26.1	°C
Punto de congelación	-96.6	°C
Temperatura crítica	374.2	K
Volumen	0.1993	m^3/kmol

1.6. Software para simulación

Los software con fines de simulación se han extendido de manera masiva en la actualidad como herramientas de cálculo [72]. El concepto de simulación se remite a finales del siglo 20, donde varios autores como Thomas H. Naylor, Robert E. Shannon, David M. Himmelblau y Kenneth B. Bischoff definen a la simulación como una técnica numérica basada en un sistema real, sin la necesidad de recrear el fenómeno, lo que ahorra tiempo y recursos [73]. Este es el caso de los softwares de simulación ANSYS, SOLIDWORKS, SIMSCALE, OpenFOAM, entre otros que presentan diferentes interfaces, escenarios y plataformas de simulación. El software por utilizar es ANSYS ya que presenta una plataforma amigable con el programador, de igual manera tiene una trayectoria muy amplia, ya que, ANSYS es un líder mundial en simulación de ingeniería, fundada en el año de 1970 y hasta el momento tiene un alcance de 3000 profesionales especialistas en simulación [74].

Al igual que SOLIDWORKS ambas plataformas son amigables, aun que presenta una gran desventaja en la interfaz ya que no cuenta con un análisis de fluidos tan extensa como la plataforma antes mencionada; de igual manera que SIMSCALE y OpenFOAM son plataformas que no mantienen una amplia trayectoria la primera fue fundada en el 2004, mientras que la segunda en el año 2012 [75, 76]. La interfaz a

utilizar es la dinámica de fluidos computacionales o CFD por sus siglas en inglés, que tuvo su origen al combinar las disciplinas de mecánica de fluidos y cálculo numérico, esta interfaz presenta una asombrosa flexibilidad, precisión y amplitud para diferentes aplicaciones [77, 78].

ANSYS dispone del método de volúmenes finitos o Finite Volumen Method (FMV) por sus siglas en inglés, este método tiene diferentes aplicaciones en áreas de la ingeniería como transferencia de calor, flujo de fluidos, electromagnetismo, reacciones químicas, entre otros [79], ya que tiene como propiedad fundamental el respetar las propiedades de masa, momentum y energía por parte de las ecuaciones de discretización [80].

Los software de simulación computacional permiten ayudar a diferentes entidades ya sean empresas o institutos de investigación como universidades y laboratorios en todo el mundo, los software de simulación permiten que los productos posean bases sólidas de su desarrollo, al igual que se reducen costos en prototipos físicos y test experimentales; por último reducen tiempos en el desarrollo de cualquier proyecto [81, 82].

1.7. Selección de alternativas de refrigerantes

El objetivo de esta investigación es determinar el mejor refrigerante alternativo para ser utilizado en un condensador enfriado por agua, de esta manera se realiza una selección de alternativas donde ingresa los refrigerantes R134a, R22 y R600a como principales opciones de refrigerante.

Según Díaz [83], no existe un refrigerante ideal ni que pueda ser universalmente adaptable a todas las aplicaciones. Entonces, un refrigerante se aproximará al ideal, sólo en tanto que sus propiedades satisfagan las condiciones y necesidades de la aplicación para la que va a ser utilizado.

A continuación, se presenta la información de cada refrigerante alternativo mencionado anteriormente:

Tabla 1.5. Tipos de refrigerantes alternativos [84, 85].

Refrigerante		R22	R134a	R600a
Nombre químico o composición de la mezcla		Clorodifluorometano	Tetrafluoroetano	Isobutano
Ozone Depletion Potential (ODP)		0.055	0.00	0.00
Global Warming Potential (GWP)	(CO ₂ = 1; 100)	1700	1300	4
Límite de inflamabilidad en el aire	(% vol.)	Ninguno	Ninguno	1.8
Temperatura de ebullición	(°C)	-40.8	-26.2	-11.7
Conductividad térmica del líquido (25 °C)	W/m·K	0.0868	0.0824	16.89

Se considera los datos de la tabla anterior descrita y se toma al refrigerante R134a como principal opción ya que consta de un ODP nulo en comparación a los otros refrigerantes; de igual manera su GWP es bajo con respecto al refrigerante R22 y su límite de inflamabilidad es nulo en comparación al refrigerante R600a lo que hace que su manejo y transporte sea sumamente fácil y económico.

La investigación realizada en este capítulo permite tener un conocimiento adecuado sobre el principio básico en el que trabaja el condensador, las herramientas más adecuadas al momento de simular y el análisis del refrigerante óptimo para la reducción del daño en la capa de ozono.

CAPÍTULO 2

PARÁMETROS DE SIMULACIÓN DEL SISTEMA

En este capítulo se presenta los modelos matemáticos utilizados para el cálculo y simulación de los fenómenos físicos estudiados en el primer capítulo, así como las consideraciones iniciales que se deben de tomar en cuenta para el correcto uso del software, para cumplir con este objetivo es necesario el uso de la Guía de teoría de fluidez de ANSYS.

2.1. Modelo de flujo compresible

Los flujos compresibles se pueden caracterizar por el valor del número de Mach:

$$M = \frac{u}{c} \quad (14)$$

Aquí, c es la velocidad del sonido en el gas:

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (15)$$

Y γ es la proporción de calores específicos

$$\gamma = \left(\frac{c_p}{c_v} \right) \quad (16)$$

Cuando el número de Mach es menor que 1.0, el flujo se denomina subsónico lo que significa que tiene una compresibilidad media. A los números de Mach mucho menores que ($M < 0.1$ o menos), los efectos de compresibilidad son insignificantes y la variación de la densidad del gas con la presión puede ignorarse de forma segura en su modelado de flujo lo que da como resultado un flujo completamente incompresible. A medida que el número de Mach se acerca a 1.0 (que se conoce como régimen de flujo transónico), los efectos de compresibilidad se vuelven importantes y el flujo se vuelve muy compresible. Cuando el número de Mach excede 1.0, el flujo se denomina supersónico y puede contener amortiguadores y ventiladores de expansión que pueden

afectar el patrón de flujo. ANSYS Fluent proporciona una amplia gama de capacidades de modelado de flujo compresible para flujos subsónicos, transónicos y supersónicos.

2.1.1. Física de flujos compresibles

Los flujos compresibles se caracterizan típicamente por la presión total p_0 y la temperatura total T_0 del flujo. Para un gas ideal, estas cantidades se pueden relacionar con la presión y temperatura estática de la siguiente manera:

$$\frac{p_0}{p} = \exp \left(\frac{\int_T^{T_0} \frac{c_p}{T} dT}{R} \right) \quad (17)$$

Para la constante c_p , la ecuación 17 se reduce a

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (18)$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (19)$$

Estas relaciones describen la variación de la presión estática y la temperatura en el flujo a medida que la velocidad (número de Mach) cambia bajo condiciones isentrópicas. Por ejemplo, dada una relación de presión de entrada a salida (total a estática), se puede usar la ecuación 18 para estimar el número de Mach de salida que existiría en un flujo isoentrópico unidimensional. Para el aire, la ecuación 18 predice un flujo estrangulado (número de Mach de 1.0) a una relación de presión isentrópica,

$\frac{p}{p_0}$, de 0.5283. Esta condición de flujo estrangulado se establecerá en el punto del

área de flujo mínimo (por ejemplo, en la garganta de una boquilla). En la expansión de área posterior, el flujo puede acelerar a un flujo supersónico en el que la presión continuará cayendo, o volverá a las condiciones de flujo subsónico, desacelerándose

con un aumento de presión. Si un flujo supersónico está expuesto a un aumento de presión impuesto, se producirá un choque, con un repentino aumento de presión y desaceleración lograda a lo largo del choque.

2.1.2. Ecuaciones básicas para flujos comprimibles

Los flujos comprimibles se describen mediante las ecuaciones estándar de continuidad y momento resueltas por ANSYS Fluent, y no es necesario activar ningún modelo físico especial. La ecuación de energía resuelta por ANSYS Fluent incorpora correctamente el acoplamiento entre la velocidad de flujo y la temperatura estática y se debe activar siempre que se esté resolviendo un flujo compresible. Además, si está utilizando el solucionador basado en presión, debe activar los términos de disipación viscosa, que se vuelven importantes en los flujos con un número alto de Mach.

2.1.3. La forma compresible de la ley del gas

Para flujos compresibles, la ley de los gases ideales se escribe de la siguiente forma:

$$\rho = \frac{p_{op} + p}{\frac{R}{M_w} T} \quad (20)$$

Donde p_{op} es la presión operativa definida en el cuadro de diálogo Condiciones de funcionamiento, p es la presión estática local relativa a la presión de funcionamiento, R es la constante de gas universal y M_w es el peso molecular. La temperatura T , se calculará a partir de la ecuación de energía.

Algunos problemas de flujo compresible incluyen fluidos que no se comportan como gases ideales. Por ejemplo, el flujo en condiciones de muy alta presión normalmente no se puede modelar con precisión utilizando la suposición de gas ideal. Por lo tanto, el modelo de gas real se debe utilizar en su lugar.

2.1.4. Promedio de Reynolds (Conjunto)

En el promedio de Reynolds, las variables de la solución en las ecuaciones de Navier-Stokes instantáneas (exactas) se descomponen en la media (componentes promediados por conjuntos o promediados en el tiempo) y componentes fluctuantes. Para los componentes de velocidad:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (21)$$

Donde \bar{u}_i y u'_i son los componentes de velocidad medios y fluctuantes ($i=1,2,3$).

Del mismo modo, para la presión y otras cantidades escalares:

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (22)$$

Donde φ denota un escalar como presión, energía o concentración de especies.

Sustituyendo las expresiones de esta forma por las variables de flujo en las ecuaciones instantáneas de continuidad, momento y tomando un promedio de tiempo (o conjunto) (y dejando caer la barra en la velocidad media, \bar{u}) se obtienen las ecuaciones de momento promediado por conjuntos. Se pueden escribir en forma de tensor cartesiano como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (24)$$

Las ecuaciones 23 y 24 se denominan ecuaciones de Navier-Stokes (RANS) promediadas por Reynolds. Tienen la misma forma general que las ecuaciones instantáneas de Navier-Stokes, con las velocidades y otras variables de solución que ahora representan valores promediados por conjuntos (o promediados en el tiempo). Ahora aparecen términos adicionales que representan los efectos de la turbulencia. Estas tensiones de Reynolds, $-\rho \overline{u'_i u'_j}$, se deben modelar para cerrar la ecuación 24.

Para los flujos de densidad variable, las ecuación 23 y 24 pueden interpretarse como las ecuaciones de Navier-Stokes derivadas de Favreaveraged, con las velocidades que representan valores promediados por la masa.

2.2. La ecuación de conservación de masa

La ecuación para la conservación de la masa, o ecuación de continuidad, se puede escribir de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (25)$$

La ecuación 25 es la forma general de la ecuación de conservación de masa y es válida para flujos incompresibles y compresibles. La fuente q es la masa añadida a la fase continua desde la segunda fase dispersa (por ejemplo, debido a la vaporización de gotitas de líquido) y cualquier fuente definida.

Para las geometrías axisimétricas 2D, la ecuación de continuidad viene dada por

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = S_m \quad (26)$$

Donde x es la coordenada axial, r es la coordenada radial, v_x es la velocidad axial, y v_r es la velocidad radial.

2.3. Ecuación de la conservación del impulso

La conservación del impulso en un marco de referencia inercial (no acelerador) se describe por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (27)$$

Donde p es la presión estática, $\bar{\bar{\tau}}$ es el matriz de tensión, y $\rho \vec{g}$ q \vec{F} son la fuerza del cuerpo gravitacional y las fuerzas externas del cuerpo (por ejemplo, que surgen de la interacción con la fase dispersa), respectivamente. \vec{F} también contiene otros términos fuente dependiente del modelo, como medios porosos y fuentes.

La matriz de estrés $\bar{\bar{\tau}}$ está dado por:

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (28)$$

Donde μ es la viscosidad molecular, I es la matriz unidad y el segundo término en el lado derecho es el efecto de la dilatación del volumen.

Para las geometrías axisimétricas 2D, las ecuaciones de conservación de momento axial y radial están dadas por

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_x) = & -\frac{\partial p}{\partial x} \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) \right] + F_x \end{aligned} \quad (29)$$

Y

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_r) = -\frac{\partial p}{\partial r} \dots \\ \dots + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] \dots \quad (30) \\ \dots - 2\mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \frac{v_z^2}{r} + F_r \end{aligned}$$

Donde

$$\nabla \cdot \vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \quad (31)$$

2.4. Ecuación de conservación de energía

La conservación de la energía se describe por

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [\vec{v}(\rho E + p)] = -\nabla \cdot \left(\sum_j h_j J_j \right) + S_n \quad (32)$$

2.5. Ecuaciones de transporte escalares definidas (UDS)

ANSYS Fluent puede resolver la ecuación de transporte para un escalar arbitrario definidas (UDS) de la misma manera que resuelve la ecuación de transporte para un escalar como la fracción de masa de la especie. Pueden ser necesarias ecuaciones de transporte escalar adicionales en ciertos tipos de aplicaciones de combustión o, por ejemplo, en modelos de reacción de superficie mejorada por plasma.

Esta sección proporciona información sobre cómo puede especificar ecuaciones de transporte escalares definidas (UDS) para mejorar las características estándar de ANSYS Fluent, el cual permite definir ecuaciones de transporte escalar adicionales en su modelo en el cuadro de diálogo Escalas definidas.

2.5.1. Flujo simple o de una fase

Para un escalar arbitrario q , ANSYS Fluent resuelve la ecuación

$$\frac{\partial \rho \varphi_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i \varphi_k - \Gamma_k \frac{\partial \varphi_k}{\partial x_i} \right) = S_{\varphi_k} \quad k = 1, \dots, N \quad (33)$$

Donde Γ_k y S_{φ_k} son el coeficiente de difusión y el término para cada una de las ecuaciones escalares N . Nota: Γ_k se define como una matriz en el caso de la difusividad anisotrópica. El término de difusión es por lo tanto $\nabla \cdot (\Gamma_k \cdot \nabla \varphi_k)$. Para la difusividad isotrópica, Γ_k podría escribirse como $\Gamma_k I$ donde I es la matriz identidad.

Para el caso de estado estable, ANSYS Fluent resolverá una de las siguientes tres ecuaciones, según el método utilizado para calcular el flujo convectivo:

Si no se debe calcular el flujo convectivo, ANSYS Fluent resolverá la ecuación

$$-\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_k \frac{\partial \varphi_k}{\partial x_i} \right) = S_{\varphi_k} \quad k = 1, \dots, N \quad (34)$$

Donde Γ_k y S_{φ_k} son el coeficiente de difusión y el término fuente.

Si el flujo convectivo se debe calcular con la tasa de flujo másico, ANSYS Fluent resolverá la ecuación

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i \varphi_k - \Gamma_k \frac{\partial \varphi_k}{\partial x_i} \right) = S_{\varphi_k} \quad k = 1, \dots, N \quad (35)$$

También es posible especificar una función que se utilizará en el cálculo del flujo convectivo. En este caso, se supone que el flujo de masa tiene la forma.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \int \rho \vec{u} \cdot d\vec{S} \quad (36)$$

Donde $d\vec{S}$ es el área del vector de la cara.

2.5.2. Flujo multifásico

Para flujos multifásicos, ANSYS Fluent resuelve ecuaciones de transporte para dos tipos de escalares: por fase y mezcla. Para un escalar k arbitrario en la fase 1, denotado por φ_1^k , ANSYS Fluent resuelve la ecuación de transporte dentro del volumen ocupado por la fase-1.

$$\frac{\partial \alpha_1 \rho_1 \varphi_1^k}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_1 \rho_1 \vec{u}_1 \varphi_1^k - \alpha_1 \Gamma_1^k \nabla \varphi_1^k) = S_1^k \quad k = 1, \dots, N \quad (37)$$

Donde α_1, ρ_1 , y \vec{u}_1 son la fracción de volumen, la densidad física y la velocidad de la fase 1, respectivamente. Γ_1^k y S_1^k son el coeficiente de difusión y el término fuente, respectivamente, que deberá especificar. En este caso del escalar φ_1^k está asociado solo con una fase (fase 1) y se considera una variable de campo individual de fase 1.

El flujo de masa para la fase 1 se define como

$$F_1 = \int_s \alpha_1 \rho_1 \vec{u}_1 \cdot d\vec{S} \quad (38)$$

Si la variable de transporte descrita por el escalar φ_1^k representa el campo físico que se comparte entre las fases, o se considera igual para cada fase, entonces debe

considerar este escalar como asociado a una mezcla de fases, Φ^k . En este caso, la ecuación de transporte genérico para el escalar es

$$\frac{\partial \rho_m \Phi^k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m \Phi^k - \Gamma_m^k \nabla \Phi^k) = S^{k_m} \quad k = 1, \dots, N \quad (39)$$

Donde la densidad de la mezcla ρ_m , la velocidad de la mezcla \vec{u}_m y la difusividad de la mezcla para el escalar $k\Gamma_m^k$ se calculan de acuerdo con

$$\rho_m = \sum_l \alpha_l \rho_l \quad (40)$$

$$\rho_m \vec{u}_m = \sum_l \alpha_l \rho_l \vec{u}_l \quad (41)$$

$$F_m = \int_S \rho_m \vec{u}_m \cdot d\vec{S} \quad (42)$$

$$\Gamma_m^k = \sum_l \alpha_l \Gamma_l^k \quad (43)$$

$$S_m^k = \sum_l S_l^k \quad (44)$$

Para calcular la difusividad de la mezcla, deberá especificar las difusividades individuales para cada material asociado con fases individuales.

Tenga en cuenta que, si la opción de flujo de masa definida por el usuario está activada, los flujos de masa que se muestran en la ecuación 39 y la ecuación 42 tendrán que ser reemplazados en las correspondientes ecuaciones de transporte escalar.

2.6. Transferencia de calor

El flujo de energía térmica desde la materia que ocupa una región en el espacio hasta la materia que ocupa una región diferente en el espacio se conoce como transferencia de calor. La transferencia de calor puede ocurrir por tres métodos principales: conducción, convección y radiación. Los modelos físicos que involucran solamente conducción y/o convección son los más simples (Modelado conductivo y transferencia de calor convectiva), mientras que el flujo impulsado por flotación o convección natural (Convección natural y teoría de flujos impulsados por flotación), y los modelos de radiación (Modelado de radiación) son más complejos. Dependiendo de su problema, ANSYS Fluent resolverá una variación de la ecuación de energía que tiene en cuenta los métodos de transferencia de calor que ha especificado.

ANSYS Fluent también es capaz de predecir la transferencia de calor en geometrías que se repiten periódicamente, por lo tanto, reduce en gran medida el esfuerzo computacional requerido en ciertos casos.

2.6.1. Modelado de transferencia de calor conductivo y convectivo

ANSYS Fluent permite incluir transferencia de calor dentro de las regiones de fluido y/o sólido en su modelo. Los problemas que van desde la mezcla térmica dentro de un fluido hasta la conducción en sólidos compuestos pueden por lo tanto ser manejados por ANSYS. Cuando el modelo ANSYS Fluent incluye transferencia de calor, se deberá activar los modelos físicos pertinentes, proporcionar condiciones térmicas de límite y las propiedades del material de entrada que rigen transferencia de calor y / o varían con la temperatura como parte de la configuración.

2.6.1.1. Teoría de transferencia de calor

ANSYS Fluent resuelve la ecuación de energía de la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (45)$$

Donde k_{eff} es la conductividad efectiva ($k+k_t$, donde k_t es la conductividad térmica turbulenta, definida de acuerdo con el modelo de turbulencia que se utiliza) y \overline{J}_j es el flujo de difusión de componentes j . Los tres primeros términos en el lado derecho de la ecuación que representan la transferencia de energía debida a la conducción, difusión de especies y disipación viscosa respectivamente. S_h incluye el calor de la reacción química y cualquier otra fuente de calor volumétrica que haya definido.

En la ecuación:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (46)$$

Donde la entalpia sensible h se define para los gases ideales como:

$$h = \sum_j Y_j h_j \quad (47)$$

y para flujos incompresibles como:

$$h = \sum_j Y_j h_j + \frac{p}{\rho} \quad (48)$$

De las ecuaciones anteriores Y_j es la fracción másica de los componentes de j y

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \quad (49)$$

El valor utilizado para T_{ref} en el cálculo de entalpía sensible depende del solucionador y los modelos en uso. Para el solucionador basado en presión T_{ref} es 298.15 K, excepto para los modelos PDF, en cuyo caso T_{ref} es una entrada del usuario para el componente. Para el solucionador basado en la densidad, T_{ref} es 0 K, excepto cuando se modela el transporte de componentes con reacciones, en cuyo caso T_{ref} es una entrada del usuario para los componentes.

2.6.1.2. Teoría de los flujos impulsados por la flotabilidad y la convección natural

Cuando se agrega calor a un fluido y la densidad del fluido varía con la temperatura, se puede inducir un flujo debido a la fuerza de la gravedad que actúa sobre las variaciones de densidad. Dichos flujos impulsados por flotación se denominan flujos de convección natural (o convección mixta) y pueden modelarse mediante ANSYS Fluent.

La importancia de las fuerzas de flotación en un flujo de convección mixto puede medirse por la relación de los números de Grashof y Reynolds:

$$\frac{G_r}{Re^2} = \frac{g\beta \Delta T L}{\nu^2} \quad (50)$$

Cuando este número se acerca o excede la unidad, debe esperar fuertes contribuciones de flotabilidad al flujo. Por el contrario, si es muy pequeño, las fuerzas de flotación pueden ser ignoradas en su simulación. En convección natural pura, la intensidad del flujo inducido por flotación se mide por el número de Rayleigh:

$$Ra = \frac{g\beta \Delta T L^3 \rho}{\mu \alpha} \quad (51)$$

Donde β es el coeficiente de expansión térmica:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (52)$$

y α es la difusividad térmica:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (53)$$

Los números de Rayleigh inferiores a 10^8 indican un flujo laminar inducido por la flotabilidad, con una transición a la turbulencia que ocurre en el rango de $10^8 < Ra < 10^{10}$.

2.7. ECUACIONES TERMODINÁMICAS

2.7.1. Ecuaciones de estado

El inglés Robert Boyle en 1662 observó durante los experimentos con una cámara de vacío que la presión de los gases es inversamente proporcional a su volumen. En 1802, los franceses J. Charles y J. Gay-Lussac determinaron de modo experimental que a bajas presiones el volumen de un gas es proporcional a su temperatura. Es decir [56, 55]:

$$P = R \left(\frac{T}{V} \right) \quad (54)$$

O bien,

$$PV = RT \quad (55)$$

donde la constante de proporcionalidad R se denomina constante del gas. La ecuación de estado de gas ideal, o sencillamente relación de gas ideal; un gas que obedece esta relación recibe el nombre de gas ideal. En esta ecuación, P es la presión absoluta, T es la temperatura absoluta y v es el volumen específico [56].

La constante R es diferente para cada gas y se determina a partir de

$$R = \frac{R_u}{M} \quad (56)$$

donde R_u es la constante universal de los gases y M es la masa molar (llamada también peso molecular) del gas.

2.7.2. Flujo másico

El gasto de masa de un fluido que circula en un tubo o ducto en una unidad de tiempo se puede expresar como:

$$\dot{m} = \rho V A_c \quad (57)$$

Donde:

$$\rho = \text{densidad, } \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$V = \text{velocidad } \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$A_c = \text{área de la sección transversal } \left[m^2 \right]$$

2.7.3. Flujo volumétrico

Es la cantidad de volumen que fluye en una unidad de tiempo dentro de un ducto o tubo y que se puede expresar de la siguiente manera.

$$\dot{V} = V A_c = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (58)$$

Donde:

$$V = \text{velocidad } \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$A_c = \text{área de la sección transversal } \left[m^2 \right]$$

2.7.4. Flujo de calor

Es la razón de transferencia de calor neta hacia adentro o hacia afuera de un volumen de control y viene dado de la siguiente manera

$$\dot{Q} = \dot{m} \Delta h = \dot{m} c_p \Delta T \quad (59)$$

Donde:

$$\Delta h = \text{variación de entalpía} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$c_p = \text{calor específico} \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$\Delta T = \text{variación de temperatura} [K]$$

2.7.5. Conservación de la energía

La primera ley de la termodinámica, también llamada como principio de conservación de la energía, indica que, durante un proceso la energía no se puede crear ni destruir; sólo puede cambiar de forma. El principio de conservación de la energía (o balance de energía) durante cualquier proceso de un sistema se puede expresar como sigue:

El cambio neto (variación) de energía de un sistema en el curso de un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale en el desarrollo de ese proceso. Es decir [58, 57]:

$$\Delta E_{\text{Sistema}} = E_2 - E_1 \quad (60)$$

O bien en forma diferencial

$$\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sal}} = \frac{dE_{\text{Sistema}}}{dt} \quad (61)$$

En el análisis de la transferencia de calor, es usual tener interés únicamente en las formas de energía que se pueden transferir como resultado de una diferencia de temperatura; es decir, el calor o energía térmica. En esos casos resulta conveniente escribir un balance de calor y tratar la conversión de las energías nuclear, química, mecánica y eléctrica hacia energía térmica como generación de calor. En ese caso, el balance de energía se puede expresar como [58]:

$$Q_{\text{ent}} - Q_{\text{sal}} = \Delta E_{\text{térmica}} \quad (62)$$

2.7.6. Conducción

La razón de cantidad de calor en la conducción está dada por la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (63)$$

Donde:

$$k = \text{constante de conductividad térmica} \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$\Delta x = \text{espesor del área} [m]$$

$$\Delta T = \text{variación de temperatura} [K]$$

2.7.7. Número de Prandtl

Es un número adimensional que surge de combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (64)$$

Donde:

$$\mu = \text{viscosidad dinámica} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$c_p = \text{calor específico} \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$k = \text{conductividad térmica} \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

2.7.8. Número de Nusselt

Es un número adimensional que surge de combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (65)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

n = Es la dirección del calor

2.8. JUSTIFICACIÓN DE RESULTADOS

Se tiene la siguiente tabla de datos con los valores medidos experimentalmente de la máquina que serán necesario para la justificación de datos que se deberán ingresar en el software de simulación.

Tabla 2.2.1. Parámetros de ingreso.

Parámetro	Valor	Unidad
Área transversal	1.83×10^{-5}	$[m^2]$
Flujo másico	0.00107	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
Densidad	43.64	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
Viscosidad dinámica	1.2623×10^{-5}	$\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$
Diámetro hidráulico	4.82×10^{-3}	$[m]$
Número de Prandtl	0.8608	
Conductividad térmica	0.01594	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
Longitud equivalente del serpentín	3.39	$[m]$

2.8.1. Velocidad del fluido

Se tiene de la ecuación 58 la reducción de la fórmula para el cálculo de la velocidad:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c}$$

$$V = 1.33 \frac{m}{s}$$

El valor de la velocidad se encuentra en 1 y 2 $\frac{m}{s}$ que es la velocidad recomendada para el diámetro de tubería que se tiene.

2.8.2. Viscosidad cinemática

La viscosidad dinámica determina la cantidad de movimiento con respecto a la deformación de las partículas del fluido, con el cual se puede obtener la viscosidad cinemática que se obtiene dividiendo la viscosidad dinámica para la densidad del fluido [56], parámetro de ingreso al software para la correcta simulación.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$\nu = 2.8898 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

2.8.3. Diámetro hidráulico

Según Cengel se define como diámetro hidráulico al diámetro de la tubería que se presenta a continuación y que es utilizado en la siguiente sección [61].

$$D_H = D = 4.82 \times 10^{-3} m$$

2.8.4. Número de Reynolds

El número de Reynolds es un número adimensional usado para determinar si el fluido que circula dentro de un conducto o tubería se encuentra en flujo laminar o turbulento como se muestra a continuación:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D_H}{\nu}$$
$$\text{Re} = 22211.2$$

De lo cual se concluye que el flujo es turbulento establecido por Cengel que indica que si el número de Reynolds es mayor de 4000 el fluido es considerado como turbulento.

2.8.5. Número de Prandtl

De la ecuación 64 se obtiene el número de Prandtl usando los parámetros de ingreso el cual utilizaremos para realizar los siguientes pasos del proceso

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$$
$$\text{Pr} = 0.8608$$

2.8.6. Número de Nusselt

Se toma la ecuación 65 para obtener el número de Nusselt que es necesario para el encontrar el coeficiente de transferencia de calor

$$Nu = 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^n$$

De donde n es igual a 0.3 por tratarse de enfriamiento del fluido

$$Nu = 65.9867$$

2.8.7. Coeficiente de transferencia de calor por convección

El coeficiente de transferencia de calor es la cantidad de calor en cada metro por temperatura que se usara en el software como parámetro de ingreso para el simulador.

$$h = \frac{k \cdot Nu}{D}$$
$$h = 217.95 \frac{W}{m \cdot K}$$

2.8.8. Flujo de calor

El flujo de calor es la cantidad de energía entregada por el fluido en una unidad de tiempo, que es necesaria proporcionar para la simulación correcta del proyecto.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p (T_e - T_i)$$
$$\dot{Q} = -29.077 W$$

Se obtiene el área superficial del tubo de la usando los parámetros de la tabla 2.1. para obtener el flujo de calor por unidad de área.

$$A_s = D \cdot \pi \cdot L$$
$$A_s = 1.6339 \times 10^2 m$$

De lo anterior se puede obtener el flujo de calor por unidad de área que es necesario proporcionar al simulador.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A_s}$$
$$\dot{q} = -565.735 \frac{W}{m^2}$$

La dirección del flujo de calor se denota en el signo negativo lo cual significa que el sistema está perdiendo calor, es decir se encuentra enfriando.

Con lo cual se puede confirmar que el fluido se encuentra en condensación dentro de la tubería.

2.9. Tabla de resultados

Tabla 2.2.2. Resultados.

Parámetro	Valor	Unidad
Área transversal	1.83×10^{-5}	$[m^2]$
Flujo másico	0.00107	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
Densidad	43.64	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
Velocidad de flujo	1.33	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Viscosidad dinámica	1.2623×10^{-5}	$\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$
Viscosidad cinemática	2.8898×10^{-7}	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
Diámetro hidráulico	4.82×10^{-3}	$[m]$
Número de Reynolds	22211.2	
Número de Prandtl	0.8608	
Conductividad térmica	0.01594	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
Número de Nusselt	65.9867	
Coefficiente de transferencia de calor por convección	217.95	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
Flujo de calor	-29.077	$[W]$
Área superficial	1.6339×10^2	$[m]$
Flujo de calor por unidad de superficie	-565.735	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

En el capítulo presentado a continuación se exhibe las gráficas de los resultados de la simulación, con los parámetros obtenidos previamente de la experimentación y puesta en funcionamiento de la máquina construida. Se presentará varias figuras del condensador donde se puede apreciar las presiones de trabajo, temperaturas, fracción volumétrica, entre otros. De igual manera se realiza una descripción de las diferentes figuras con lo que se plantea una explicación clara y concisa de cada una de las figuras.

3.1 GEOMETRÍA

La Figura 3.1 presenta claramente la geometría del serpentín realizado con la herramienta de diseño Autodesk Inventor que posee formatos compatibles que facilita su producción y manejo al momento del ingreso al software ANSYS. La Figura 3.1.a representa el condensador en su totalidad, mientras que la Figura 3.1.b presenta solamente las espiras, ambas Figuras poseen los mismos parámetros de diseño lo que facilita el entendimiento del condensador. Dichas geometrías cuentan con los datos establecidos por la máquina construida que son 13 vueltas en el espiral, un diámetro interno de 4.82 mm y una longitud equivalente de 3.39 m.

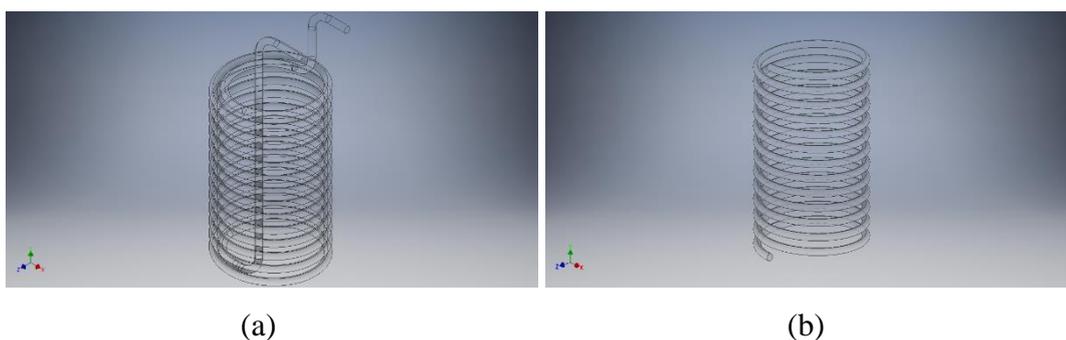


Figura 3.1. Condensador

3.2 PRESIÓN

La Figura 3.2 presenta la caída de presión en el interior del condensador, esto se debe al cambio de fase del refrigerante, como se puede observar en la Figura 3.2.a existe una caída de presión en el condensador, el cual permite entender el cambio de fase de vapor sobrecalentado a liquido comprimido. La presión en la Figura 3.2.b se encuentra en una escala de 965 hasta 978 MPa que se presenta en las espiras del condensador, en la parte superior el color que predomina es el azul y en la parte inferior el color rojo. La presión va disminuyendo a medida que el refrigerante se va condensando como se puede observar en la Figura 3.2.c donde los planos horizontales presentan presiones en rangos de 976 hasta 977 MPa , estos valores por su color se encuentran en los extremos de las espiras ya que el intercambio de calor se produce inicialmente en estos lugares.

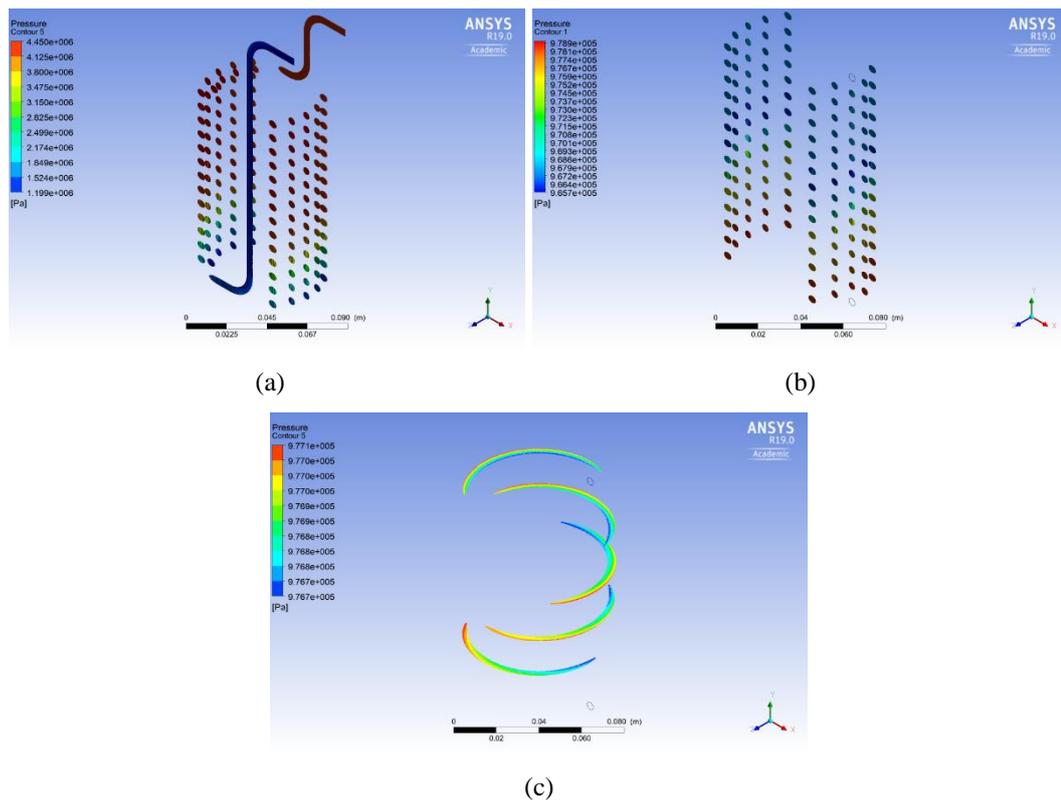


Figura 3.2. Presión en el condensador

3.3 TEMPERATURA

3.3.1 Temperatura fase 1 sobrecalentado

La Figura 3.3 muestra el cambio de temperatura en el interior del condensador en fase de vapor del refrigerante, este cambio se encuentra en diferentes escala de colores como por ejemplo en la Figura 3.3.a presenta una escala que va desde 157 hasta 313 K los mismos que se encuentran en la salida e ingreso del condensador, respectivamente, la variación de colores se debe a un intercambio de calor con el tanque de agua. La Figura 3.3.b presenta una variación en sus temperaturas, con una escala de 158 a 350 K, esto se debe a que solamente se enfoca en las espiras y permite observar la variación de temperaturas con el tanque ya que en la parte inferior del espiral el color predominante es el rojo y esto refiere a que la parte inferior del tanque la temperatura del agua incrementa, mientras que la parte superior se mantiene a una temperatura aproximada de 254 K. La Figura 3.3.a muestra el ingreso y salida del refrigerante en los tubos verticales, mientras que en la Figura 3.3.b se observa el comportamiento del refrigerante en las espiras.

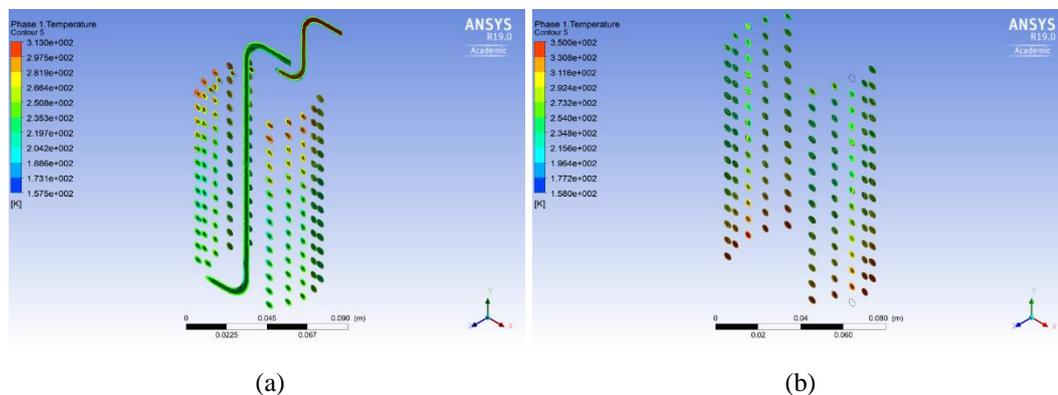
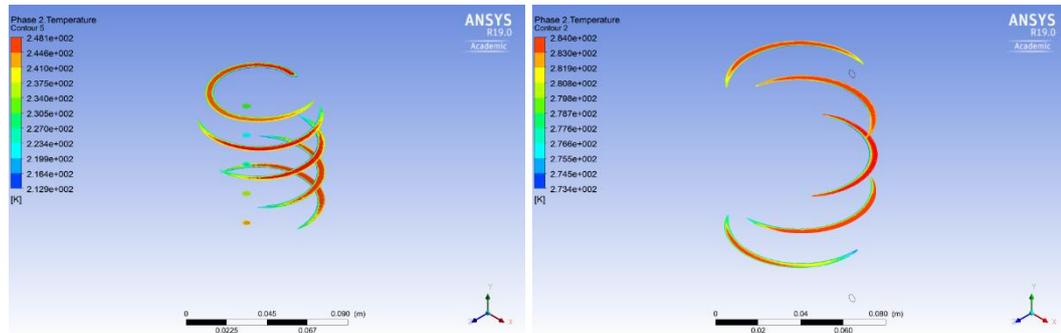


Figura 3.3. Temperatura de la fase 1 en el condensador

3.3.2 Temperatura fase 2 comprimido

La Figura 3.4 expone las variaciones de temperatura en los diferentes planos horizontales de la fase 2 o fase de líquido comprimido, que se encuentran localizados a la altura de cada espira. En la Figura 3.4.a se observa que la variación no es demasiado elevada y solamente existe una variación de 36 K entre el límite inferior y superior de la escala de colores de temperatura, que son 212 y 248 K, respectivamente. Los valores con una escala de color inferior como 223, 227, 230 y 234 K son los que

se encuentran en contacto con las paredes de los tubos, ya que se produce el intercambio de calor con el tanque de agua. Mientras que en la Figura 3.4.b se muestra el cambio de temperatura en el espiral con un rango más amplio que va desde 273 hasta 284 K, esto se debe a que los planos horizontales se encuentran más separados, pero de la misma manera que la Figura 3.4.a muestra la variación de temperatura.



(a) (b)
Figura 3.4. Temperatura de la fase 2 en el condensador

3.4 FRACCIÓN VOLUMÉTRICA

3.4.1 Fracción volumétrica fase 1 sobrecalentado

La Figura 3.5 expresa la fracción volumétrica del refrigerante R134a en la fase de vapor o fase 1, la Figura 3.5.a presenta un rango de calidad de vapor con un valor mínimo de 1.633×10^{-2} y un valor máximo de 9.896×10^{-2} , ambos valores se encuentran en el ingreso y salida del condensador, respectivamente, estos valores demuestran que incluso en el ingreso del condensador del refrigerante como vapor sobrecalentado existe partículas muy pequeñas de líquido. La Figura 3.5.b mantiene un rango que abarca al líquido comprimido y al vapor sobrecalentado como tal, manteniendo rangos que van con calidades de vapor desde 0 hasta el valor de 1, esto se debe al tipo de análisis ya que en esta parte de la simulación solamente se enfoca en las espiras del condensador, por ello se obtiene un mejor enfoque del centro del condensador donde se puede observar que los cambios de fase se producen en la parte intermedia del condensador.

La Figura 3.5.c se diferencia por la posición de los planos con lo que se puede apreciar de diferente manera el recorrido del refrigerante en el interior del condensador. Dicha presentación permite apreciar la calidad del vapor en el centro del condensador y con

ello se establece que las partes externas poseen una calidad menor ya que se encuentran en un rango de 6.799×10^{-1} y un valor 6.161×10^{-1} que son valores para un fluido en fase líquida.

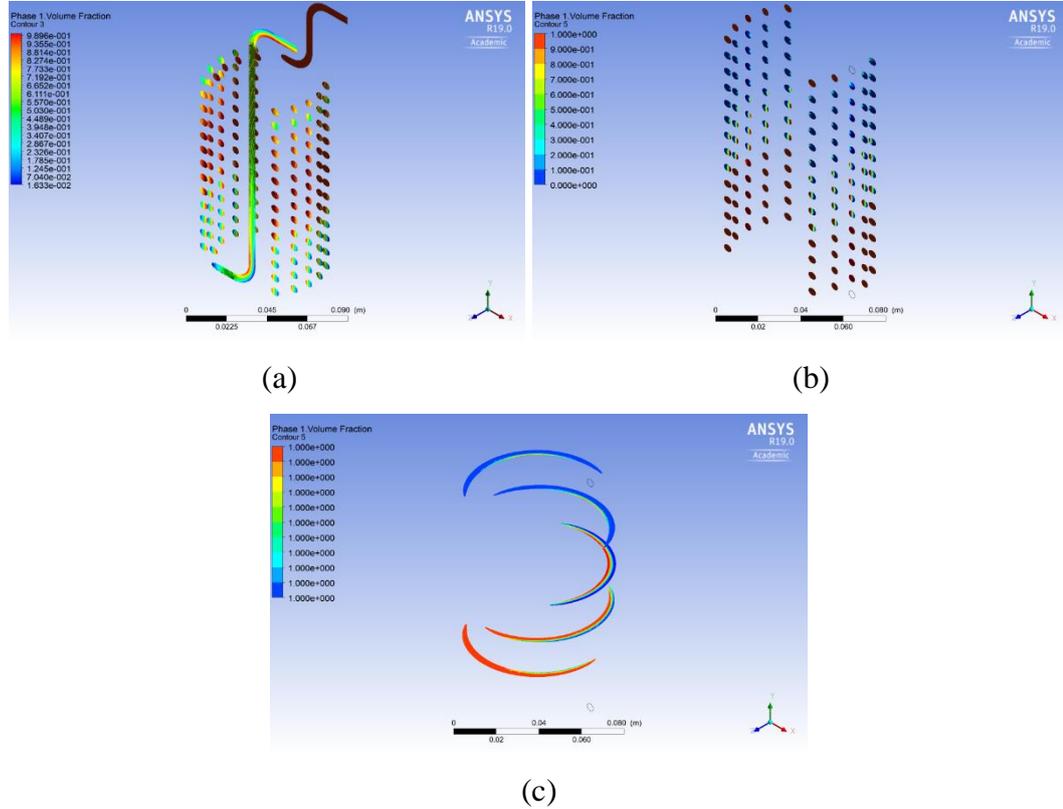


Figura 3.5. Fracción volumétrica de la fase 1 en el condensador

3.4.2 Fracción volumétrica fase 2 comprimido

La Figura 3.7 expone la fracción volumétrica del condensador en la fase de líquido comprimido o fase 2, la Figura 3.7.a muestran claramente la fase de líquido del refrigerante ya que predomina el color azul en la escala de colores que tiene un rango de 1.262×10^{-3} como valor mínimo, hasta un valor máximo de 9.647×10^{-1} que es representado por el color rojo y este a su al mismo tiempo es escaso en a Figura 3.7.a, de igual manera se observa que existe una calidad baja de vapor. La Figura 3.7.b del condensador muestra como el condensador al interactuar con el tanque de agua produce un salto térmico al intercambiar calor con el medio al que se encuentra sometido, por ello en la parte intermedia del condensador mantiene un valor de 5.505×10^{-2} , 4.954×10^{-1} y 9.358×10^{-1} como calidad del vapor dichos valores se encuentran dentro de los límites inferior y superior que van desde 0.00 hasta

9.908×10^{-1} lo que permite decir que el condensador está diseñado correctamente por el equipo de estudiantes de la Universidad Politécnica Salesiana. Por último la Figura 3.7.c muestra el cambio de fase en los diferentes planos horizontales, los que permiten observar que el cambio empieza por las regiones que se encuentran cerca de las paredes del tubo del condensador, de igual manera se puede observar que el cambio de temperatura se presenta en la parte inferior del condensador ya que los colores que predominan en esta parte es el color azul, el mismo que tiene valores de 5.344×10^{-7} , 1.069×10^{-6} y 1.603×10^{-6} ; los mismos que se encuentran en un rango de 8.408×10^{-45} como límite inferior y 5.344×10^{-6} como límite superior.

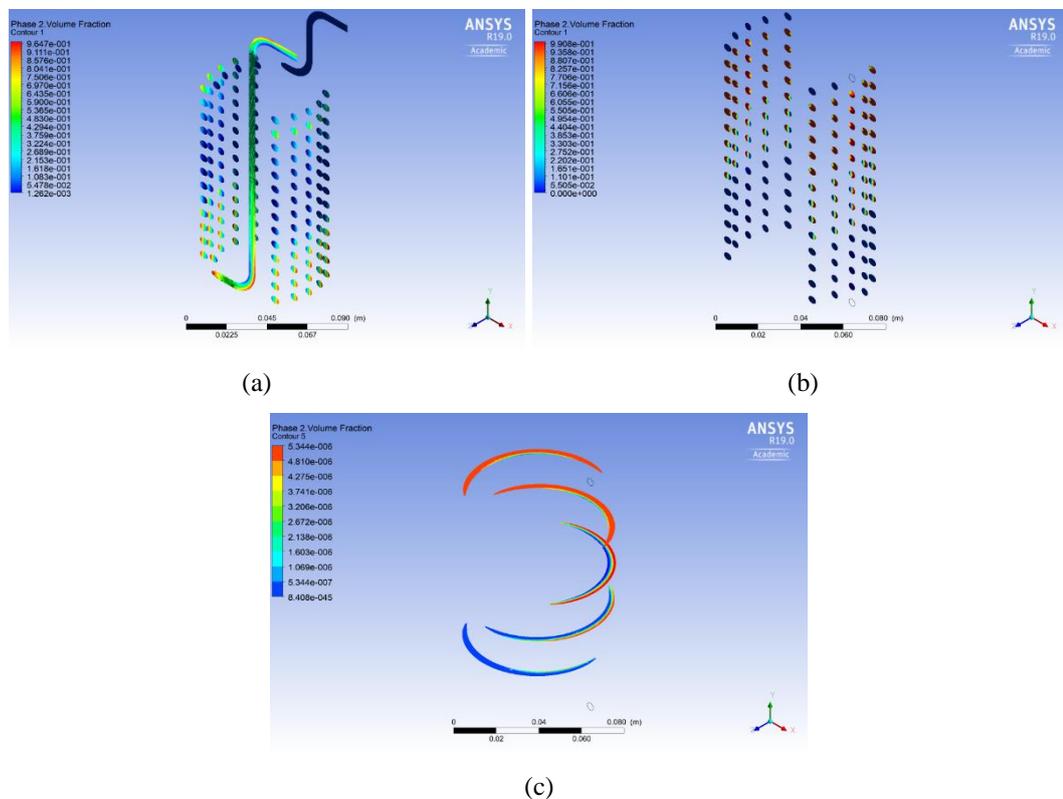


Figura 3.6. Fracción volumétrica de la fase 2 en el condensador

3.5. Análisis económico

En el análisis económico se realizó un presupuesto inicial considerando los recursos materiales y humanos que se necesitó a lo largo de la elaboración del proyecto así como gastos inesperados que se presentaron durante todo el proceso de investigación los cuales se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3.1. Análisis económico

	Cantidad	Presentación	Costo unitario (USD)	Costo Total (USD)
Equipos y Programas				
Computador	1	Lenovo I7 6ta Gen., 8 GB RAM, Tarjeta de video 2 GB	800	800
Programa ANSYS	1	Edición Estudiantil 2016	0	0
Capacitación programa ANSYS	2	100 h	200	400
Talento humano				
Estudiante	2	1 Semestre	1400	1400
Tutor	1			
Servicios básicos				
Luz	6	Meses	32	192
Internet	6	Meses	25	150
Otros				
Suministros estudiantiles	1	Materiales	50	50
TOTAL			(USD)	2992

CONCLUSIONES

- En base a la recopilación de datos sobre simulaciones CFD de intercambiadores de calor es escasa debido a la poca experimentación o a temas nuevos de investigación, por ejemplo Shrikant et al. [22]; Singh et al. [23] y Kumar et al. [25] presentan sus investigaciones a partir del año 2016. Cabe recalcar que dichas investigaciones exponen a la simulación con el módulo CFD como una herramienta con grandes ventajas, que no superan el 10 % de error según Kumar et al. [25] y permite una adaptabilidad a diferentes campos como lo presentan Venkata y Bramara [24] en su simulación de transferencia de calor de un fluido de trabajo que tiene cambio de fase con los refrigerantes R134a y R404.
- Se estableció los parámetros necesarios para la simulación que se obtuvieron de la investigación previamente realizada de la bomba de calor asistida por energía solar, realizada por Simbaña et al. [65] se elaboraron tablas de valores de temperaturas en diferentes condiciones y jornadas de trabajo, con ello se obtuvo valores de temperaturas promedio del refrigerante al ingreso del condensador que es de 39.85 °C a una presión de 913 kPa por lo tanto el ingreso del vapor es sobrecalentado; a la salida del condensador el dato entregado por la investigación es una temperatura de 14.85 °C a una presión de 861 kPa lo que conlleva a la condensación del vapor. Estos valores fueron ingresados al software ANSYS en la plataforma CFD el cual permitió el ingreso y simulación correcta de los datos, por ello se puede decir que los datos fueron corroborados correctamente.
- Dentro de la evaluación de resultados se obtuvo que el coeficiente de transferencia de calor por convección del refrigerante hacia el agua es efectiva ya que consta de un valor de $217.95 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ para el condensador diseñado, provocando una condensación natural adecuada del refrigerante para el uso del mismo. Estos valores son corroborados con la simulación, ya que se puede observar en las Figura 3.3.a y Figura 3.3.b de temperatura que el ingreso del

refrigerante al condensador es de 39.85 °C y el valor de salida es de 14.55 °C con lo cual se tiene un error que es menor al 3 %, con ello se puede decir que el proceso de simulación cumplió con su objetivo.

- El condensador es un elemento térmico eficiente ya que produce un flujo de calor aproximadamente de 30 W con temperaturas de alta de aproximadamente 40 °C lo que representa la disminución del consumo eléctrico en viviendas en un 3 %, ya que el consumo de electricidad por parte de calentadores de agua, duchas eléctricas o calefones eléctricos superan los 15000 W con facilidad y mantiene temperaturas similares a los 45 °C.
- Se adquirió un computador de alta gama, ya que este proyecto tiene como fin la simulación de equipos, líquidos, materiales en diferentes condiciones de ambiente, lo que produce un gasto computacional elevado. De igual manera las capacitaciones para el manejo del software ANSYS son escasas y costosas, por ello se debe realizar una inversión inicial bastante elevada.

RECOMENDACIONES

- Se debe prestar mayor énfasis en el uso de software de simulación ya que el ingreso de parámetros de simulación y dimensionamiento es preciso y exacto, lo que permite un análisis más extenso de diferentes elementos y al mismo tiempo permite una reducción en los recursos económicos y en el tiempo invertido.
- Dar un mantenimiento a los conductos internos y externos del condensador, evitando los residuos, depósitos o el crecimiento de algas en la tubería, previamente a la obtención de datos ya que estos deben ser claros y precisos, de igual manera deben ser de diferentes puntos de control para una simulación correcta.
- Se debe tener pleno conocimiento de los fenómenos físicos termodinámicos del proceso analizado para poder interpretar de manera correcta las gráficas y valores entregados después de la simulación por el software y dar una conclusión objetiva y adecuada.
- La simulación de elementos como refrigerantes, materiales de construcción y geometrías ayudan a optimizar equipos que producen daños al medio ambiente, con lo cual se establecería parámetros ideales para cada equipo y función a realizar por parte de estos equipos, para ello se debe realizar un incremento en los temas de estudio en plataformas de simulación y diseño de elementos.

ANEXOS

Anexo 1. Construcción y montaje del condensador.



(a)



(b)

Figura A.1. Construcción condensador [65].

Anexo 2. Imagen termográfica

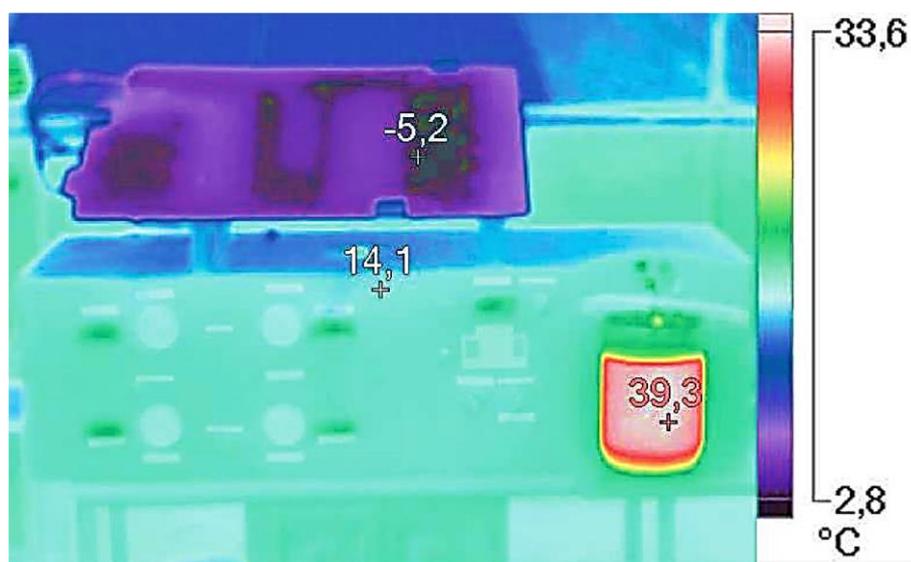


Figura A.2. Temperatura del agua [65].



Figura A.3. Imagen de luz visible del tanque de almacenamiento [65].

Tabla A.0.1. Información de la temperatura del agua [65].

Fecha de inspección:	10/11/2017 15:47:30	Ubicación	GONZALES SUAREZ
Equipo	Bomba de Calor	Nombre del equipo:	Temperatura del agua
Emisividad:	0,70	Temperatura reflejada:	19,0 °C
Fabricante	Fluke Thermography	Cámara:	Ti200-16090393

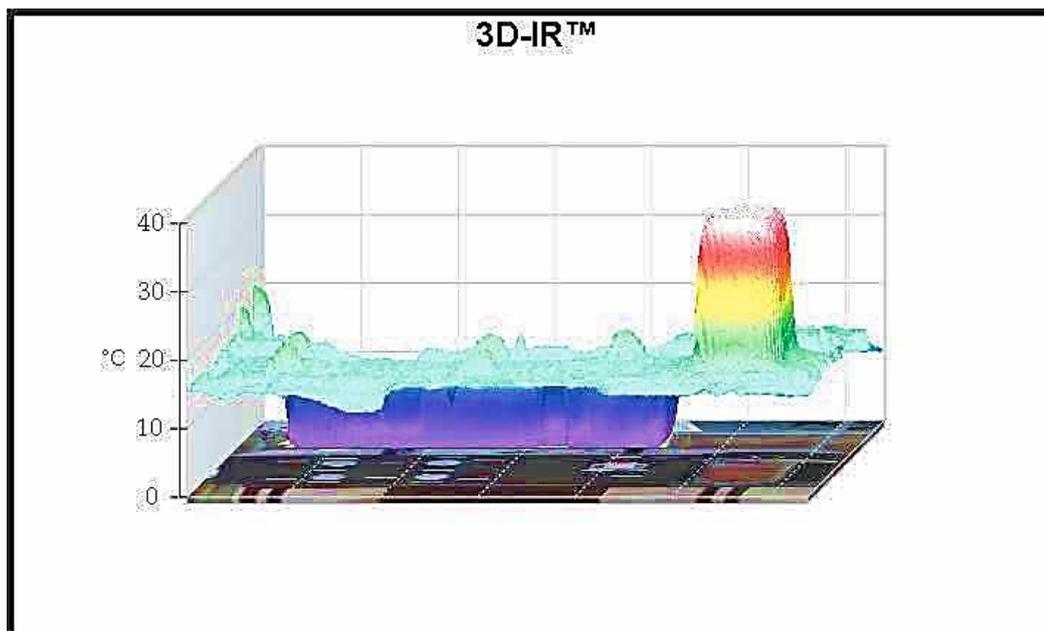


Figura A.4. Imagen principal del tanque de almacenamiento [65].

Tabla A.0.2. Marcadores de la imagen principal de la temperatura del agua [65].

Nombre	Temperatura	Emisividad	Segundo Plano
Punto central	14,1°C	0,70	19,0°C
Caliente	39,3°C	0,70	19,0°C
Frío	-5,2°C	0,70	19,0°C

Tabla A.0.3. Información de la imagen de la temperatura del agua [65].

Parámetro	Valor
Temperatura promedio	12,0°C
Rango de la imagen	-5,2°C a 39,3°C
Modelo de cámara	Ti200
Tamaño de sensor IR	200 x 150
Versión DSP	3.14.0
Hora de la imagen	09/11/2017 17:23:10
Rango de calibración	-20,0°C a 80,0°C
Distancia al objetivo	1,74m

Anexo 3. Refrigerante R134a

Tabla A.0.4. Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión [56].

Pres., sat., P _{sat} kPa	Temp., sat., T °C	Volumen específico m ³ /kg		Energía Interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		
		Líqu., sat.,	Vapor sat.,	Líqu., sat.,	Evap., sat.,	Vapor sat.,	Líqu., sat.,	Evap., sat.,	Vapor sat.,	Líqu., sat.,	Evap., sat.,	Vapor sat.,
		v _f	v _g	u _{rf}	u _g	h _r	h _{fg}	h _g	s _r	s _{fg}	s _g	
60	-36,95	0,00071	0,31121	3,798	205,32	209,12	3,841	223,95	227,79	0,01634	0,94807	0,96441
70	-33,87	0,00071	0,26929	7,680	203,2	210,88	7,730	222	229,73	0,03267	0,92775	0,96042
80	-31,13	0,00072	0,23753	11	201,3	212,46	11	220,25	231,46	0,04711	0,90999	0,9571
90	-28,65	0,00072	0,21263	14	199,57	213,88	14	218,65	233,02	0,06008	0,89419	0,95427
100	-26,37	0,00073	0,19254	17,21	197,98	215,19	17,28	217,16	234,44	0,07188	0,87995	0,95183
120	-22,32	0,00073	0,16212	22,4	195,11	217,51	22,49	214,48	236,97	0,09275	0,85503	0,94779
140	-18,77	0,00074	0,14014	26,98	192,57	219,54	27,08	212,08	239,16	0,11087	0,83368	0,94456
160	-15,6	0,00074	0,12348	31,09	190,27	221,35	31,21	209,9	241,11	0,12693	0,81496	0,9419
180	-12,73	0,00075	0,11041	34,83	188,16	222,99	34,97	207,9	242,86	0,14139	0,79826	0,93965
200	-10,09	0,00075	0,09987	38,28	186,21	224,48	38,43	206,03	244,46	0,15457	0,78316	0,93773
240	-5,38	0,00076	0,0839	44,48	182,67	227,14	44,66	202,62	247,28	0,17794	0,75664	0,93458
280	-1,25	0,00077	0,07235	49,97	179,5	229,46	50,18	199,54	249,72	0,19829	0,73381	0,9321
320	2,46	0,00078	0,0636	54,92	176,61	231,52	55,16	196,71	251,88	0,21637	0,71369	0,93006
360	5,82	0,00078	0,05674	59,44	173,94	233,38	59,72	194,08	253,81	0,2327	0,69566	0,92836
400	8,91	0,00079	0,0512	63,62	171,45	235,07	63,94	191,62	255,55	0,24761	0,67929	0,92691
450	12,46	0,0008	0,04562	68,45	168,54	237	68,81	188,71	257,53	0,26465	0,66069	0,92535
500	15,71	0,00081	0,04112	72,93	165,82	238,75	73,33	185,98	259,3	0,28023	0,64377	0,924
550	18,73	0,00081	0,03741	77,1	163,25	240,35	77,54	183,38	260,92	0,29461	0,62821	0,92282
600	21,55	0,00082	0,0343	81,02	160,81	241,83	81,51	180,9	262,4	0,30799	0,61378	0,92177
650	24,2	0,00083	0,03165	84,72	158,48	243,2	85,26	178,51	263,77	0,32051	0,6003	0,92081
700	26,69	0,00083	0,02936	88,24	156,24	244,48	88,82	176,21	265,03	0,3323	0,58763	0,91994
750	29,06	0,00084	0,02737	91,59	154,08	245,67	92,22	173,98	266,2	0,34345	0,57567	0,91912
800	31,31	0,00085	0,02562	94,79	152	246,79	95,47	171,82	267,29	0,35404	0,56431	0,91835
850	33,45	0,00085	0,02407	97,87	149,98	247,85	98,6	169,71	268,31	0,36413	0,55349	0,91762
900	35,51	0,00086	0,02268	100,83	148,01	248,85	101,61	167,66	269,26	0,37377	0,54315	0,91692
950	37,48	0,00086	0,02144	103,69	146,1	249,79	104,51	165,64	270,15	0,38301	0,53323	0,91624
1000	39,37	0,00087	0,02031	106,45	144,23	250,68	107,32	163,67	270,99	0,39189	0,52368	0,91558
1200	46,29	0,00089	0,01672	116,7	137,11	253,81	117,77	156,1	273,87	0,42441	0,48863	0,91303
1400	52,4	0,00092	0,01411	125,94	130,43	256,37	127,22	148,9	276,12	0,45315	0,45734	0,9105
1600	57,88	0,00094	0,01212	134,43	124,04	258,47	135,93	141,93	277,86	0,47911	0,42873	0,90784
1800	62,87	0,00096	0,01056	142,33	117,83	260,17	144,07	135,11	279,17	0,50294	0,40204	0,90498
2000	67,45	0,00099	0,00929	149,78	111,73	261,51	151,76	128,33	280,09	0,52509	0,37675	0,90184
2500	77,54	0,00106	0,00694	166,99	96,47	263,45	169,63	111,16	280,79	0,57531	0,31695	0,89226
3000	86,16	0,00114	0,00528	183,04	80,22	263,26	186,46	92,63	279,09	0,62118	0,25776	0,87894

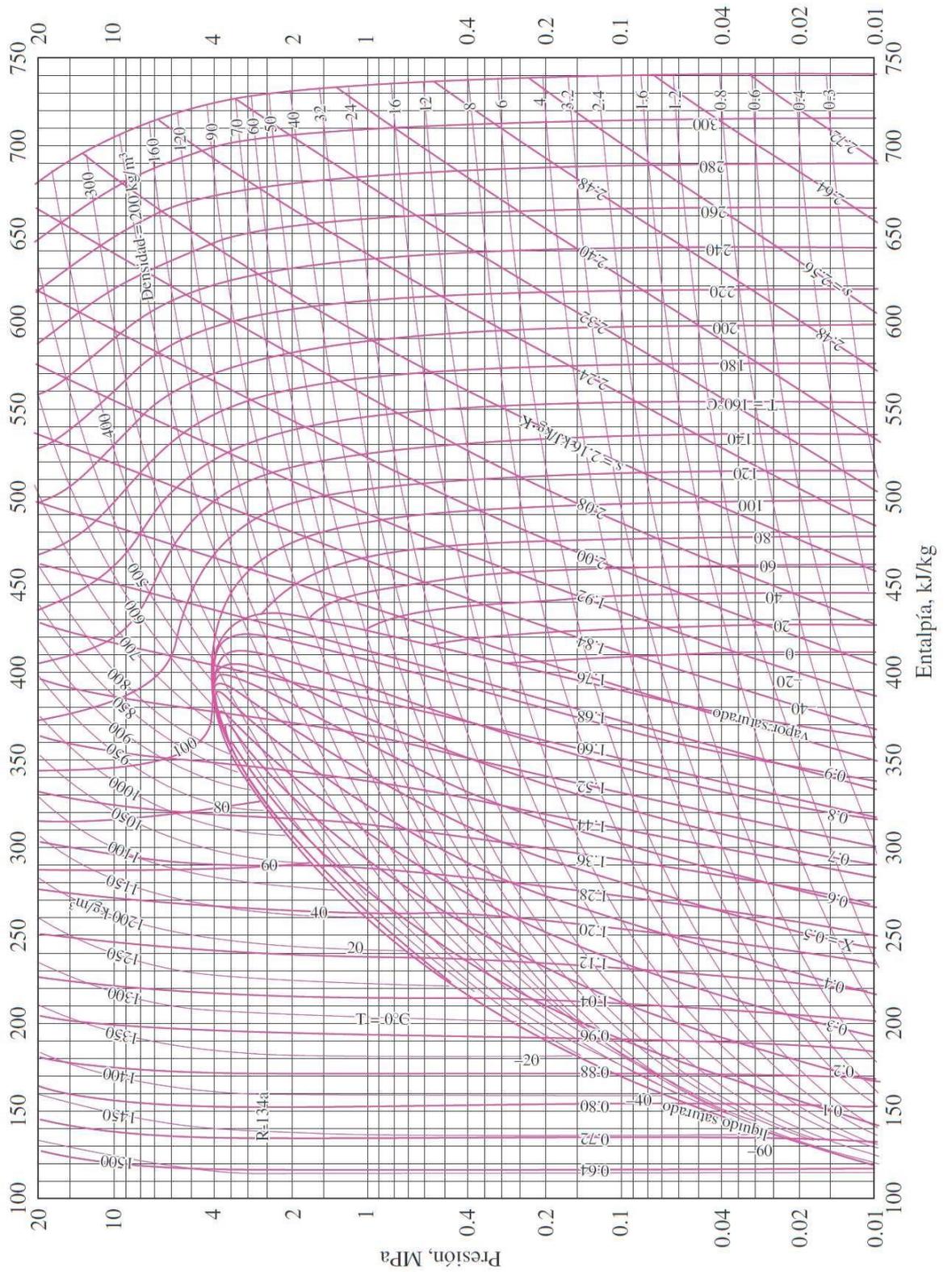
Tabla A.0.5. Refrigerante 134a sobrecalentado [56].

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kgK
	P = 0,06 MPa (T _{sat} = -36,95 °C)				P = 0,10 MPa (T _{sat} = -26,37 °C)				P = 0,14 MPa (T _{sat} = -18,77 °C)			
Sat,	0,311210	209,12	227,79	0,9644	0,192540	215,19	234,44	0,9518	0,140140	219,54	239,16	0,9446
-20	0,336080	220,60	240,76	1,0174	0,198410	219,66	239,50	0,9721				
-10	0,350480	227,55	248,58	1,0774	0,207430	226,75	247,49	1,0030	0,146050	225,91	246,36	0,9724
0	0,364760	234,66	256,54	1,0774	0,216300	233,95	255,58	1,0332	0,152630	233,23	254,60	1,0031
10	0,378930	241,92	264,66	1,1066	0,225060	241,30	263,81	1,0628	0,159080	240,66	262,93	1,0331
20	0,393020	249,35	272,94	1,1353	0,233730	248,79	272,17	1,0918	0,165440	248,22	271,38	1,0624
30	0,407050	256,95	281,37	1,1636	0,242330	256,44	280,68	1,1203	0,171720	255,93	279,97	1,0912
40	0,421020	264,71	289,97	1,1915	0,250880	264,25	289,34	1,1484	0,177940	263,79	288,70	1,1195
50	0,434950	272,64	298,74	1,2191	0,259370	272,22	298,16	1,1762	0,184120	271,79	297,57	1,1474
60	0,448830	280,73	307,66	1,2463	0,267830	280,35	307,13	1,2035	0,190250	279,96	306,59	1,1749
70	0,462690	288,99	316,75	1,2732	0,276260	288,64	316,26	1,2305	0,196350	288,28	315,77	1,2020
80	0,476510	297,41	326,00	1,2997	0,284650	297,08	325,55	1,2572	0,202420	296,75	325,09	1,2288
90	0,490320	306,00	335,42	1,3260	0,293030	305,69	334,99	1,2836	0,208470	305,38	334,57	1,2553
100	0,504100	314,74	344,99	1,3520	0,301380	314,46	344,60	1,3096	0,214490	314,17	344,20	1,2814
	P = 0,18 MPa (T _{sat} = -12,73 °C)				P = 0,20 MPa (T _{sat} = -10,09 °C)				P = 0,24 MPa (T _{sat} = -5,38 °C)			
Sat,	0,110410	222,99	242,86	0,9397	0,099870	224,48	244,46	0,9377	0,083900	227,14	247,28	0,9346
-10	0,111890	225,02	245,16	0,9484	0,099910	224,55	244,54	0,9380				
0	0,117220	232,48	253,58	0,9798	0,104810	232,09	253,05	0,9698	0,086170	231,29	251,97	0,9519
10	0,122400	240,00	262,04	1,0102	0,109550	239,67	261,58	1,0004	0,090260	238,98	260,65	0,9831
20	0,127480	247,64	270,59	1,0399	0,114180	247,35	270,18	1,0303	0,094230	246,74	269,36	1,0134
30	0,132480	255,41	279,25	1,0690	0,118740	255,14	278,89	1,0595	0,098120	254,61	278,16	1,0429
40	0,137410	263,31	288,05	1,0975	0,123220	263,08	287,72	1,0882	0,101930	262,59	287,06	1,0718
50	0,142300	271,36	296,98	1,1256	0,127660	271,15	296,68	1,1163	0,105700	270,71	296,08	1,1001
60	0,147150	279,56	306,05	1,1532	0,132060	279,37	305,78	1,1441	0,109420	278,97	305,23	1,1280
70	0,151960	287,91	315,27	1,1805	0,136410	287,73	315,01	1,1714	0,113100	287,36	314,51	1,1554
80	0,156730	296,42	324,63	1,2074	0,140740	296,25	324,40	1,1983	0,116750	295,91	323,93	1,1825
90	0,161490	305,07	334,14	1,2339	0,145040	304,92	333,93	1,2249	0,120380	304,60	333,49	1,2092
100	0,166220	313,88	343,80	1,2602	0,149330	313,74	343,60	1,2512	0,123980	313,44	343,20	1,2356
	P = 0,28 MPa (T _{sat} = -1,25 °C)				P = 0,32 MPa (T _{sat} = 2,46 °C)				P = 0,40 MPa (T _{sat} = 8,91 °C)			
Sat,	0,072350	229,46	249,72	0,9321	0,063600	231,52	251,88	0,9301	0,051201	235,07	255,55	0,9269
0	0,072820	230,44	250,83	0,9362								
10	0,076460	238,27	259,68	0,9680	0,066090	237,54	258,69	0,9544	0,051506	235,97	256,58	0,9305
20	0,079970	246,13	268,52	0,9987	0,069250	245,50	267,66	0,9856	0,054213	244,18	265,86	0,9628
30	0,083380	254,06	277,41	1,0285	0,072310	253,50	276,65	1,0157	0,056796	252,36	275,07	0,9937
40	0,086720	262,10	286,38	1,0576	0,075300	261,60	285,70	1,0451	0,059292	260,58	284,30	1,0236
50	0,090000	270,27	295,47	1,0862	0,078230	269,82	294,85	1,0739	0,061724	268,90	293,59	1,0528
60	0,093240	278,56	304,67	1,1142	0,081110	278,15	304,11	1,1021	0,064104	277,32	302,96	1,0814
70	0,096440	286,99	314,00	1,1418	0,083950	286,62	313,48	1,1298	0,066443	285,86	312,44	1,1094
80	0,099610	295,57	323,46	1,1690	0,086750	295,22	322,98	1,1571	0,068747	294,53	322,02	1,1369
90	0,102750	304,29	333,06	1,1958	0,089530	303,97	332,62	1,1840	0,071023	303,32	331,73	1,1640
100	0,105870	313,15	342,80	1,2222	0,092290	312,86	342,39	1,2105	0,073274	312,26	341,57	1,1907
110	0,108970	322,16	352,68	1,2483	0,095030	321,89	352,30	1,2367	0,075504	321,33	351,53	1,2171
120	0,112050	331,32	362,70	1,2742	0,097750	331,07	362,35	1,2626	0,077717	330,55	361,63	1,2431
130	0,115120	340,63	372,87	1,2997	0,100450	340,39	372,54	1,2882	0,079913	339,90	371,87	1,2688
140	0,118180	350,09	383,18	1,3250	0,103140	349,86	382,87	1,3135	0,082096	349,41	382,24	1,2942

Tabla A.0.6. Refrigerante 134a sobrecalentado [56].

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg K
P = 0,50 MPa (T _{sat} = 15,71 °C)				P = 0,60 MPa (T _{sat} = 21,55 °C)				P = 0,70 MPa (T _{sat} = 26,69 °C)				
Sat,	0,041118	238,75	259,30	0,9240	0,034295	241,83	262,40	0,9218	0,029361	244,48	265,03	0,9199
20	0,042115	242,40	263,46	0,9383								
30	0,044338	250,84	273,01	0,9703	0,035984	249,22	270,81	0,9499	0,029966	247,48	268,45	0,9313
40	0,046456	259,26	282,48	1,0011	0,037865	257,86	280,58	0,9816	0,031696	256,39	278,57	0,9641
50	0,048499	267,72	291,96	1,0309	0,039659	266,48	290,28	1,0121	0,033322	265,20	288,53	0,9954
60	0,050485	276,25	301,50	1,0599	0,041389	275,15	299,98	1,0417	0,034875	274,01	298,42	1,0256
70	0,052427	284,89	311,10	1,0883	0,043069	283,89	309,73	1,0705	0,036373	282,87	308,33	1,0549
80	0,054331	293,64	320,80	1,1162	0,044710	292,73	319,55	1,0987	0,037829	291,80	318,28	1,0835
90	0,056205	302,51	330,61	1,1436	0,046318	301,67	329,46	1,1264	0,039250	300,82	328,29	1,1114
100	0,058053	311,50	340,53	1,1705	0,047900	310,73	339,47	1,1536	0,040642	309,95	338,40	1,1389
110	0,059880	320,63	350,57	1,1971	0,049458	319,91	349,59	1,1803	0,042010	319,19	348,60	1,1658
120	0,061687	329,89	360,73	1,2233	0,050997	329,23	359,82	1,2067	0,043358	328,55	358,90	1,1924
130	0,063479	339,29	371,03	1,2491	0,052519	338,67	370,18	1,2327	0,044688	338,04	369,32	1,2186
140	0,065256	348,83	381,46	1,2747	0,054027	348,25	380,66	1,2584	0,046004	347,66	379,86	1,2444
150	0,067021	358,51	392,02	1,2999	0,055522	357,96	391,27	1,2838	0,047306	357,41	390,52	1,2699
160	0,068775	368,33	402,72	1,3249	0,057006	367,81	402,01	1,3088	0,048597	367,29	401,31	1,2951
P = 0,80 MPa (T _{sat} = 31,31 °C)				P = 0,90 MPa (T _{sat} = 35,51 °C)				P = 1,00 MPa (T _{sat} = 39,37 °C)				
Sat,	0,025621	246,79	267,29	0,9183	0,022683	248,85	269,26	0,9169	0,020313	250,68	270,99	0,9156
40	0,027035	254,82	276,45	0,9480	0,023375	253,13	274,17	0,9327	0,020406	251,30	271,71	0,9179
50	0,028547	263,86	286,69	0,9802	0,024809	262,44	284,77	0,9660	0,021796	260,94	282,74	0,9525
60	0,029973	272,83	296,81	1,0110	0,026146	271,60	295,13	0,9976	0,023068	270,32	293,38	0,9850
70	0,031340	281,81	306,88	1,0408	0,027413	280,72	305,39	1,0280	0,024261	279,59	303,85	1,0160
80	0,032659	290,84	316,97	1,0698	0,028630	289,86	315,63	1,0574	0,025398	288,86	314,25	1,0458
90	0,033941	299,95	327,10	1,0981	0,029806	299,06	325,89	1,0860	0,026492	298,15	324,64	1,0748
100	0,035193	309,15	337,30	1,1258	0,030951	308,34	336,19	1,1140	0,027552	307,51	335,06	1,1031
110	0,036420	318,45	347,59	1,1530	0,032068	317,70	346,56	1,1414	0,028584	316,94	345,53	1,1308
120	0,037625	327,87	357,97	1,1798	0,033164	327,18	357,02	1,1684	0,029592	326,47	356,06	1,1580
130	0,038813	337,40	368,45	1,2061	0,034241	336,76	367,58	1,1949	0,030581	336,11	366,69	1,1846
140	0,039985	347,06	379,05	1,2321	0,035302	346,46	378,23	1,2210	0,031554	345,85	377,40	1,2109
150	0,041143	356,85	389,76	1,2577	0,036349	356,28	389,00	1,2467	0,032512	355,71	388,22	1,2368
160	0,042290	366,76	400,59	1,2830	0,037384	366,23	399,88	1,2721	0,033457	365,70	399,15	1,2623
170	0,043427	376,81	411,55	1,3080	0,038408	376,31	410,88	1,2972	0,034392	375,81	410,20	1,2875
180	0,044554	386,99	422,64	1,3327	0,039423	386,52	422,00	1,3221	0,035317	386,04	421,36	1,3124
P = 1,20 MPa (T _{sat} = 46,29 °C)				P = 1,40 MPa (T _{sat} = 52,40 °C)				P = 1,60 MPa (T _{sat} = 57,88 °C)				
Sat,	0,016715	253,81	273,87	0,9130	0,014107	256,37	276,12	0,9105	0,012123	258,47	277,86	0,9078
50	0,017201	257,63	278,27	0,9267								
60	0,018404	267,56	289,64	0,9614	0,015005	264,46	285,47	0,9389	0,012372	260,89	280,69	0,9163
70	0,019502	277,21	300,61	0,9938	0,016060	274,62	297,10	0,9733	0,013430	271,76	293,25	0,9535
80	0,020529	286,75	311,39	1,0248	0,017023	284,51	308,34	1,0056	0,014362	282,09	305,07	0,9875
90	0,021506	296,26	322,07	1,0546	0,017923	294,28	319,37	1,0364	0,015215	292,17	316,52	1,0194
100	0,022442	305,80	332,73	1,0836	0,018778	304,01	330,30	1,0661	0,016014	302,14	327,76	1,0500
110	0,023348	315,38	343,40	1,1118	0,019597	313,76	341,19	1,0949	0,016773	312,07	338,91	1,0795
120	0,024228	325,03	354,11	1,1394	0,020388	323,55	352,09	1,1230	0,017500	322,02	350,02	1,1081
130	0,025086	334,77	364,88	1,1664	0,021155	333,41	363,02	1,1504	0,018201	332,00	361,12	1,1360
140	0,025927	344,61	375,72	1,1930	0,021904	343,34	374,01	1,1773	0,018882	342,05	372,26	1,1632
150	0,026753	354,56	386,66	1,2192	0,022636	353,37	385,07	1,2038	0,019545	352,17	383,44	1,1900
160	0,027566	364,61	397,69	1,2449	0,023355	363,51	396,20	1,2298	0,020194	362,38	394,69	1,2163
170	0,028367	374,78	408,82	1,2703	0,024061	373,75	407,43	1,2554	0,020830	372,69	406,02	1,2421
180	0,029158	385,08	420,07	1,2954	0,024757	384,10	418,76	1,2807	0,021456	383,11	417,44	1,2676

Diagrama de Mollier del refrigerante 134a



Anexo 4. Datos experimentales
 Datos obtenidos el 09 de noviembre del 2017.

HORA	T _a [°C]	sw [°C]	I [W/m ²]	I _x [W/m ²]	I _d [W/m ²]	I _{atm} [W/m ²]	IT [W/m ²]	Q _{col} [W]	m _r [kg/s]	W _{comp} [W]	Q _r [W]	Q _{cond} [W]	Q _w [W]	Tw [°C]	COP
10:00:00	21,2	1,1	509,3	1182,8263	89,1275	341,3284	627,6999	19,4651	0,0045	16,3437	9,7204	35,81	26,09	18,9739	2,5952
10:05:00	22,0	0,0	508,4	1195,9566	88,9700	346,9353	626,0301	20,4267	0,0063	28,1000	10,1614	48,53	38,37	21,9499	6,7995
10:10:00	22,4	1,2	539,8	1208,5185	94,4650	349,7674	664,1379	30,5683	0,0034	48,2795	15,1741	78,85	63,67	25,4127	4,8346
10:15:00	23,0	0,1	527,1	1220,5062	92,2425	354,0517	648,0037	23,3629	0,0047	60,3060	11,6559	83,67	72,01	28,3322	3,8168
10:20:00	23,7	1,5	514,5	1231,9138	90,0375	359,1052	632,0499	32,3856	0,0033	66,6884	16,1591	99,07	82,91	31,3885	3,4877
10:25:00	23,8	1,1	506,5	1242,7359	88,6375	359,8320	621,7968	29,3051	0,0040	50,0894	14,6253	79,39	64,77	33,1284	4,5598
10:30:00	23,8	0,0	524,7	1252,9675	91,8225	359,8320	643,7302	22,5399	0,0039	50,6158	11,2586	73,16	61,90	34,8872	4,4605
10:35:00	23,8	0,1	577,5	1262,6036	101,0625	359,8320	708,0902	24,0977	0,0039	92,1188	12,0370	116,22	104,18	37,0946	2,4598
10:40:00	23,9	0,0	573,5	1271,6397	100,3625	360,5600	702,8023	22,7912	0,0043	86,3917	11,3861	109,18	97,80	39,0214	2,5182
10:45:00	24,0	0,2	591,0	1280,0714	103,4250	361,2893	723,8843	23,8117	0,0043	80,0318	11,8962	103,84	91,95	40,4543	2,7134
10:50:00	24,2	0,0	642,5	1287,8947	112,4375	362,7515	786,6017	20,6785	0,0063	57,8442	10,3348	78,52	68,19	21,9774	3,6783
10:55:00	24,5	0,1	666,4	1295,1059	116,6200	364,9541	815,5198	26,2277	0,0036	31,4168	13,0959	57,64	44,55	26,1385	6,9653
11:00:00	24,9	1,1	707,1	1301,7017	123,7425	367,9082	864,9986	27,6346	0,0050	101,7489	13,7808	129,38	115,60	30,0570	2,2273
11:05:00	25,3	0,0	737,9	1307,6788	129,1325	370,8821	902,3686	27,1725	0,0034	58,9402	13,5249	86,11	72,59	31,9404	3,7019
11:10:00	25,7	0,1	738,0	1313,0343	129,1500	373,8761	902,2174	27,8649	0,0033	47,8301	13,5911	75,70	62,10	34,0902	4,5584
11:15:00	26,1	0,5	737,5	1317,7658	129,0625	376,8902	901,3666	29,4924	0,0048	87,3069	14,5846	116,80	102,21	36,7651	2,5712
11:20:00	26,5	0,1	729,6	1321,8710	127,6800	379,9245	891,5070	28,0767	0,0034	34,0444	14,0141	62,12	48,11	37,3895	6,4409
11:25:00	26,6	1,1	719,7	1325,3480	125,9475	380,6863	879,2404	31,9143	0,0039	53,0362	15,9314	84,95	69,02	37,9914	4,3422
11:30:00	26,6	1,5	701,5	1328,1950	122,7625	380,6863	856,8712	33,5422	0,0031	53,1875	16,7491	86,73	69,98	38,7025	4,4299
11:30:00	26,5	1,2	701,1	1328,1950	122,6925	379,9245	856,3826	30,8823	0,0039	54,1626	15,4231	85,04	69,62	39,3983	4,2884
11:40:00	26,2	0,0	693,4	1331,9942	121,3450	377,6469	846,8003	23,6121	0,0062	40,1532	11,7997	63,77	51,97	19,1448	5,2904
11:45:00	26,0	0,1	747,2	1332,9446	130,7600	376,1348	912,4549	29,1534	0,0050	50,3596	14,5574	79,51	64,96	24,1310	4,4283
11:50:00	26,1	0,0	772,7	1333,2615	135,2225	376,8902	943,5782	27,6176	0,0040	50,1488	13,7901	77,77	63,98	27,4170	3,1788
11:55:00	26,2	0,2	770,3	1332,9446	134,8025	377,6469	940,6638	29,6332	0,0048	106,2223	14,7910	135,86	121,06	30,6353	2,1129
12:00:00	26,5	0,1	779,7	1331,9942	136,4475	379,9245	952,1923	29,5375	0,0035	84,3311	14,7252	113,87	99,14	32,4211	2,6935
12:05:00	26,7	1,1	755,4	1330,4108	132,1950	381,4493	922,5966	33,0628	0,0034	64,5785	14,3876	97,64	83,25	34,5933	3,4853
12:10:00	26,9	0,0	782,1	1328,1950	136,8675	382,9792	955,3228	29,1686	0,0047	87,2232	14,5453	116,39	101,85	36,5598	2,5807
12:15:00	26,8	0,1	785,4	1325,3480	137,4450	382,2136	959,5046	29,4463	0,0044	53,3722	14,7002	82,82	68,12	37,3811	4,1653
12:20:00	26,8	0,1	779,3	1321,8710	136,3775	382,2136	952,2361	29,2540	0,0044	51,2844	14,6099	80,54	65,93	38,0560	4,3050
12:25:00	26,9	0,0	822,7	1317,7658	143,9725	382,9792	1005,4974	29,8821	0,0048	52,0689	14,9231	81,95	67,03	38,5686	4,2981
12:30:00	26,9	0,0	820,3	1313,0343	143,5525	382,9792	1002,8306	30,2939	0,0043	56,2228	15,1379	86,52	71,38	20,8526	3,9212
12:35:00	27,0	1,1	741,4	1307,6788	129,7450	383,7461	906,6487	32,3688	0,0049	56,6761	16,1703	89,04	72,87	24,4705	3,9527
12:40:00	27,1	0,1	715,3	1301,7017	125,1775	384,5142	875,0297	27,1197	0,0040	50,2882	13,5422	77,41	63,87	27,3154	4,5718
12:45:00	27,0	1,1	619,2	1295,1059	108,3600	383,7461	757,7579	29,1689	0,0045	46,5319	14,5575	75,70	61,14	30,1303	3,5024
12:50:00	27,2	2,6	584,4	1287,8947	102,2700	385,2836	715,4708	38,8611	0,0054	49,3296	19,4068	88,19	68,78	32,9216	4,3573
12:55:00	26,7	1,2	597,7	1280,0714	104,5975	381,4493	732,0907	31,0804	0,0046	70,9597	15,4132	102,04	86,63	34,5347	3,1401
13:00:00	25,8	1,5	540,2	1271,6397	94,5350	374,6278	661,9944	28,0445	0,0044	78,9290	13,9634	106,97	93,01	36,1110	2,8254
13:05:00	25,1	0,0	451,5	1262,6036	79,0125	369,3926	553,5978	17,0221	0,0044	62,8252	8,5009	79,85	71,35	37,7818	3,5107
13:10:00	23,9	0,5	712,6	1252,9675	124,7050	360,5600	874,2560	25,8460	0,0044	29,4800	12,9042	55,33	42,42	38,7054	5,7495
13:15:00	23,2	1,8	702,6	1242,7359	122,9550	355,4894	862,5359	25,3027	0,0052	42,1212	12,6340	67,42	54,79	39,2236	3,9159

Datos obtenidos el 09 de noviembre del 2017. (Continuación)

HORA	T1 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	Ti, col [°C]	To, col [°C]	Ti, comp [°C]	To, comp [°C]	Ti, cond [°C]	To, cond [°C]	Pi, col [Pa]	Po, col [Pa]	Pi, comp [Pa]	Po, comp [Pa]	Pi, cond [Pa]	Po, cond [Pa]
10:00:00	9,6	9,8	10,3	10,8	16,7	21,8	21,8	23	23	21,2	306,81669	268,89552	268,89552	482,63299	482,63299	448,15921
10:05:00	6,3	7,5	8,1	9,7	13,7	19,8	19,8	23,1	23,1	21,5	296,47455	262,00077	262,00077	586,05435	586,05435	551,58056
10:10:00	3,3	3,9	4,2	5,5	11,6	19	19	24,7	24,7	22,4	224,0796	186,15844	186,15844	758,42327	758,42327	689,4757
10:15:00	3,9	4,1	4,3	7,3	11,3	20,3	20,3	26,8	26,8	23	230,97436	193,0532	193,0532	861,84463	861,84463	827,37084
10:20:00	4,1	3,4	5,2	6,4	11,4	21,1	21,1	29,2	29,2	24,2	230,97436	189,60582	189,60582	1137,6349	1137,6349	1034,2136
10:25:00	4,3	4,7	5	6,9	11,5	21,4	21,4	32,2	32,2	25,1	224,0796	203,39533	203,39533	1172,1087	1172,1087	1068,6873
10:30:00	4,4	4,8	4,9	5,4	11,6	21,8	21,8	32,3	32,3	25,6	237,86912	206,84271	206,84271	1206,5825	1206,5825	1172,1087
10:35:00	5,3	5,8	8,2	10,1	12,6	22,4	22,4	34	34	26,8	241,3165	203,39533	203,39533	1551,3203	1551,3203	1447,899
10:40:00	6,6	6,5	7	7,2	13,4	23,2	23,2	35,9	35,9	27,6	310,26407	272,3429	272,3429	1516,8465	1516,8465	1447,899
10:45:00	10,1	10,8	11,3	12,9	14	23,8	23,8	37,2	37,2	28,4	317,15882	275,79028	275,79028	1516,8465	1516,8465	1447,899
10:50:00	9,6	14,3	15,3	15,5	20,6	26,5	26,5	34,8	34,8	29	365,42212	341,29047	341,29047	689,4757	689,4757	655,00192
10:55:00	6,4	6,4	7	8,1	15,5	22,4	22,4	33,3	33,3	26,3	262,00077	224,0796	224,0796	620,52813	620,52813	551,58056
11:00:00	6,5	6,9	7,8	10,5	19,5	24,4	24,4	35	35	26,5	255,10601	230,97436	230,97436	1447,899	1447,899	1378,9514
11:05:00	7	7,6	8,3	10,6	16,3	25,2	25,2	36,6	36,6	27,9	272,3429	230,97436	230,97436	1585,7941	1585,7941	1516,8465
11:10:00	7	7,2	8,1	10,1	16,3	25,4	25,4	37,5	37,5	28,4	268,89552	234,42174	234,42174	1551,3203	1551,3203	1447,899
11:15:00	7,6	8,1	8,8	9,8	16,6	26	26	39,5	39,5	29,9	279,23766	241,3165	241,3165	1516,8465	1516,8465	1447,899
11:20:00	7,3	7,7	8,1	9,7	16,4	25,9	25,9	38	38	28,1	268,89552	230,97436	230,97436	1413,4252	1413,4252	1378,9514
11:25:00	7,8	8,1	8,5	10,1	17	26,1	26,1	37,2	37,2	28,3	237,86912	203,39533	203,39533	1275,53	1275,53	1206,5825
11:30:00	8,2	9,6	9,8	11,1	16,9	25,8	25,8	36,7	36,7	27,6	227,52698	193,0532	193,0532	1241,0563	1241,0563	1172,1087
11:35:00	8,4	8,9	9,1	10,9	17,6	26,2	26,2	37,1	37,1	28,2	230,97436	199,94795	199,94795	1241,0563	1241,0563	1172,1087
11:40:00	12,6	13,4	13,7	14,5	21,1	27	27	29,2	29,2	27,3	372,31688	344,73785	344,73785	723,94949	723,94949	689,4757
11:45:00	9,1	9,8	10,1	10,4	16,6	23,6	23,6	31,1	31,1	25,2	275,79028	234,42174	234,42174	965,26598	965,26598	896,31841
11:50:00	7,6	8	8,7	11,5	19,9	24,7	24,7	35,3	35,3	26,9	237,86912	199,94795	199,94795	1172,1087	1172,1087	1137,6349
11:55:00	8,1	8,6	9,2	11,5	16,7	25,4	25,4	37	37	28,5	275,79028	241,3165	241,3165	1551,3203	1551,3203	1516,8465
12:00:00	8,3	9,1	9,5	11,3	16,5	26,1	26,1	37	37	29,5	262,00077	230,97436	230,97436	1585,7941	1585,7941	1516,8465
12:05:00	8,1	9,2	9,9	10,8	17,1	26,2	26,2	38,2	38,2	28,7	272,3429	237,86912	237,86912	1482,3728	1482,3728	1413,4252
12:10:00	8,2	9,6	10,2	10,5	17,1	26,3	26,3	37,6	37,6	27,7	275,79028	244,76387	244,76387	1447,899	1447,899	1413,4252
12:15:00	9,1	10,3	11,1	11,6	17,3	26,5	26,5	36,8	36,8	27,9	296,47455	265,44814	265,44814	1206,5825	1206,5825	1137,6349
12:20:00	8,9	9,8	11,4	12,3	17,5	26,3	26,3	36,1	36,1	27,2	306,81669	268,89552	268,89552	1172,1087	1172,1087	1103,1611
12:25:00	9,7	10,6	11,6	12,3	18,1	26,7	26,7	36,8	36,8	27,6	289,57979	241,3165	241,3165	1137,6349	1137,6349	999,73977
12:30:00	22,5	24,3	24,8	25,5	17,2	26,5	26,5	35,9	35,9	26,9	310,26407	272,3429	272,3429	1206,5825	1206,5825	1103,1611
12:35:00	13,3	14,1	15,5	16,3	18,3	25,9	25,9	35,6	35,6	28,3	282,68504	237,86912	237,86912	1137,6349	1137,6349	999,73977
12:40:00	11,5	11,8	12,6	12,9	19,9	24,7	24,7	35,3	35,3	26,9	237,86912	199,94795	199,94795	1172,1087	1172,1087	1137,6349
12:45:00	6,7	7,2	7,5	7,9	17,8	25,6	25,6	37	37	28,9	293,02717	258,55339	258,55339	1172,1087	1172,1087	1068,6873
12:50:00	6,1	6,2	6,8	6,9	18,1	23,3	23,3	26,2	26,2	23,7	327,50096	303,36931	303,36931	792,89706	792,89706	758,42327
12:55:00	7,6	8,2	8,8	9,5	16,2	24,4	24,4	36,7	36,7	32	279,23766	255,10601	255,10601	1378,9514	1378,9514	1310,0038
13:00:00	9,6	10,2	10,6	11,3	17,1	24,3	24,3	37,4	37,4	29,6	275,79028	265,44814	265,44814	1482,3728	1482,3728	1413,4252
13:05:00	11,6	11,7	12,2	12,3	18,2	25	25	35,6	35,6	32,2	299,92193	265,44814	265,44814	1275,53	1275,53	1172,1087
13:10:00	11,1	11,2	11,9	12,5	17,9	24,7	24,7	36	36	32,6	303,36931	268,89552	268,89552	1034,2136	1034,2136	930,7922
13:15:00	10,8	11,3	11,8	12,6	18,9	24,9	24,9	35,9	35,9	33,2	351,63261	310,26407	310,26407	1103,1611	1103,1611	999,73977

REFERENCIAS

- [1] A. Rubio Sánchez y A. Rodríguez Olalla, Conceptos básicos de la huella de carbono, Madrid: AENOR - Asociación Española de Normalización y Certificación, 2015.
- [2] C. D. Míguez Gómez, La eficiencia energética en el uso de la biomasa para la generación de energía eléctrica, Madrid: Universidad Complutense de Madrid, 2013.
- [3] International Energy Agency (IEA), «World: Indicators for 2015,» OECD/IEA, 2017. [En línea]. Available: <http://www.iea.org/statistics/statisticsearch/report/?country=WORLD&product=indicators&year=2015>.
- [4] W. Butze Aguilar, El cambio climático, Red El Cotidiano, 2006.
- [5] P. F. Carreño Barrera y C. M. Jadán Lucero, *Estudio del comportamiento termodinámico del refrigerante R-134a modificando su composición química*, Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana, 2013.
- [6] I. Dincer y M. Kanoglu, Refrigeration Systems and Applications, Hoboken: John Wiley & Sons, Incorporated, 2010.
- [7] N. Jara, F. Reinoso y C. Isaza-Roldan, «Research Gate,» Abril 2016. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/publication/301358665_Analisis_del_comportamiento_del_refrigerante_R134a_al_combinarse_porcentualmente_con_refrigerantes_hidrocarburos_R600a_y_R290.
- [8] Ministerio de Vivienda y Ordenamiento Territorial y Medio Ambiente, «Manual Nacional de Buenas Prácticas en Refrigeración,» 2006. [En línea]. Available: <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/Libros/Manual%20BPR.pdf>.
- [9] J. P. Plazas Monroy, *Los refrigerantes y el medio ambiente*, Barcelona: Universidad Politécnica de Catalunya, 2012.
- [10] E. Torrella, «Universidad Politécnica de Valencia,» 11 Setiembre 2015. [En línea]. Available: <http://www.upv.es/entidades/DTRA/infoweb/dtra/info/U0700461.pdf>.

- [11] Asociación Colombiana de Acondicionamiento de Aire y de la Refrigeración - ACAIRE, «ACAIRE,» Agosto 2013. [En línea]. Available: <http://acaire.org/acaire/wp-content/uploads/2016/03/BPI-08-Refrigerantes-de-hidrocarburos-revisada-2013.pdf>.
- [12] Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, Manual de manipulación de gases refrigerantes, Madrid: Fenercom, 2013.
- [13] L. M. Duque Guzmán, «El Cuaderno - Escuela de Ciencias Estratégicas,» Diciembre 2008. [En línea]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=5&ved=0ahUKEwjOpqPn5onXAhUEeSYKHRY-DX4QFgg5MAQ&url=https%3A%2F%2Fdialnet.unirioja.es%2Fdescarga%2Farticulo%2F2991248.pdf&usg=AOvVaw0AMsx1QrHHzPusHQ_R-EtX.
- [14] M. Moosavi, E. Sedghamiz y M. Abareshi, «Liquid density prediction of five different classes of refrigerant systems (HCFCs, HFCs, HFEs, PFAs and PFAAs) using the artificial neural network-group contribution method,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 48, pp. 188-200, 2014.
- [15] S. Benhadid-Dib y A. Benzaoui, «Refrigerants and their environmental impact Substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydrofluorocarbon. Search for an adequate refrigerant,» *SciVerse ScienceDirect*, vol. 18, pp. 807-816, 2012.
- [16] K. Tanaka y Y. Higashi, «Thermodynamic properties of HFO-1234yf,» *ScienceDirect*, vol. 33, pp. 474-479, 2010.
- [17] K. Nawaz, B. Shen, A. Elatar, V. Baxter y A. Omar, «R1234yf and R1234ze(E) as low-GWP refrigerants for residential heat pump water heaters,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 82, pp. 348-365, 2017.
- [18] N. Gao, G. Chen y L. Tang, «A corresponding state equation for the prediction of isobaric heat capacity of liquid HFC and HFO refrigerants,» *Fluid Phase Equilibria*, vol. 456, pp. 1-6, 2018.
- [19] G. F. Hundy, A. R. Trott y T. C. Welch, Refrigeration, air conditioning and heat pumps, London: ELSEVIER, 2016.

- [20] K. Harby, D. Gebaly, N. Koura y M. Hassan, «Performance improvement of vapor compression cooling systems using evaporative condenser: An overview,» *ELSEVIER*, vol. 58, pp. 347-360, 2016.
- [21] P. E. & R. ACCA, HVACR 201, Clifton Park: CENGAGE Learning, 2009.
- [22] A. Aniket Shrikant, R. Sivakumar, N. Anantharaman y M. Vivekenandan, «CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 108, pp. 999-1007, 2016.
- [23] D. Singh, J. Pandey y A. Tiwari, «CFD Analysis of a Shell and Tube Heat Exchanger Using Different Header Sections,» *International journal of research in aeronautical and mechanical engineering*, vol. IV, pp. 1-10, 2016.
- [24] J. Venkata Suresha y P. Bhramarab, «CFD Analysis of Multi turn Pulsating Heat pipe,» *materialstoday: PROCEEDINGS*, vol. IV, pp. 2701-2710, 2017.
- [25] V. K. Kumar Reddy, S. B. Prem Kumar, R. Gugulothu, K. Anuja y V. P. Rao, «CFD Analysis of a Helically Coiled Tube in Tube Heat Exchanger,» *materialstoday: PROCEEDINGS*, vol. IV, pp. 2341-2349, 2017.
- [26] R. Al-Waked, M. Shakir Nasif, G. Morrison y M. Behnia, «CFD simulation of air to air enthalpy heat exchanger,» *Energy Conversion and Management*, vol. LXXIV, pp. 377-385, 2013.
- [27] F. De Bellis y L. A. Catalano, «CFD optimization of an immersed particle heat exchanger,» *Applied Energy*, vol. XCVII, pp. 841-848, 2012.
- [28] T. C. Roumpedakis, S. Chapaloglou, P. Pallis, A.-D. Leontaritis, K. Braimakis, S. Karellas y P. Vourliotis, «Experimental Investigation and CFD Analysis of Heat Transfer in Single Phase Subcooler of a Small Scale Waste Heat Recovery ORC,» *Energy Procedia*, vol. CXXIX, pp. 487-494, 2017.
- [29] R. Ciconkov, «Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 441-448, 2018.
- [30] A. Creus Solé, *Energía geotérmica de baja temperatura*, Barcelona: Cano Pina, 2012.
- [31] M. Toro López, C. A. Isaza Roldán y F. Chejne Janna, *Uso de las bombas de calor de alta temperatura como alternativa para el uso racional de energía en la*

industria, Bogotá: Corporación Universitaria Lasallista Facultad de Ingenierías, 2009.

- [32] Coordinación de Energías Renovables, «Energías Renovables 2008 - Energía Solar,» 2008. [En línea]. Available: https://www.energia.gov.ar/contenidos/archivos/publicaciones/libro_energia_solar.pdf.
- [33] A. G. Bridgeman, «Experimental Analysis of an indirect solar assisted heat pump for domestic water heating,» Octubre 2010. [En línea]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0ahUKEwjGj4r4m9PVAhWDOCYKHS5lCtkQFggtMAA&url=https%3A%2F%2Fqspace.library.queensu.ca%2Fbitstream%2Fhandle%2F1974%2F6129%2FBridgeman_Andrew_G_201009_MASc.pdf%3Fsequence%3D3%26isAllowed%3Dy.
- [34] F. B. Gorozabel-Chata y T. Carbonell-Morales, «Actualidad y perspectivas de una bomba de calor de expansión directa con energía solar,» *Ingeniería Mecánica*, vol. 19, n° 1, pp. 49-58, 2016.
- [35] W. Youssef, Y. Ge y S. Tassou, «Effects of latent heat storage and controls on stability and performance of a solar assisted heat pump system for domestic hot water production,» *Solar Energy*, vol. 150, pp. 394-407, 2017.
- [36] R. Villanueva Manresa, «Refrigerantes para aire acondicionado y refrigeración,» Diciembre 2003. [En línea]. Available: <https://www.editorial-club-universitario.es/pdf/455.pdf>.
- [37] L. Molinaroli, C. M. Joppolo y S. De Antonellis, «Numerical analysis of the use of R-407C in direct expansion solar assisted heat pump,» *Energy Procedia*, vol. 48, pp. 938-945, 2014.
- [38] A. A. Mohamed Azly, M. Sohif y S. Kamaruzzaman, «Technology Review of Solar Assisted Heat Pump System for Hot Water Production,» 2013. [En línea]. Available: <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2013/Malaysia/RESEN/RESEN-10.pdf>.
- [39] P. Omojaro y C. Breitkopf, «Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research,» *RenewableandSustainableEnergyReviews*, n° 22, pp. 33-45, 2013.

- [40] J. J. Hermosillo Villalobos, *Energía Solar*, Tlaquepaque: ITESO, 1995.
- [41] A. Moreno-Rodríguez, A. González-Gil, M. Izquierdo y N. Garcia-Hernando, «Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications,» *Energy*, nº 45, pp. 704-715, 2012.
- [42] E. Brizuela, *Apuntes de Clase para Turbomáquinas 67-20*, Buenos Aires: Universidad de Buenos Aires, 2003.
- [43] J. A. Álvarez Flóres, I. Cllejón Agramunt, S. Forns Farrús, P. Roca Carles, D. Balsells Grande y J. Casanova Rosell, *Máquinas térmicas motoras - 1*, Catalunya: Universidad Politécnica de Catalunya, 2002.
- [44] M. S. Buker y S. B. Riffat, «Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, nº 55, pp. 399-413, 2016.
- [45] S. Romero Gómez, *Mantenimiento preventivo de instalaciones frigoríficas (UF0416)*, Málaga: IC Editorial, 2012.
- [46] F. Sanz del Castillo y D. Sanz del Castillo, *Control de refrigeración*, Madrid: UNED - Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2014.
- [47] R. Lazzarin, D. Nardotto y M. Noro, «Electronic expansion valves vs. thermal expansion valves,» Febrero 2009. [En línea]. Available: http://bibliotecavirtual.ups.edu.ec:2103/ps/retrieve.do?tabID=T002&resultListType=RESULT_LIST&searchResultsType=SingleTab&searchType=BasicSearchForm¤tPosition=1&docId=GALE%7CA201031240&docType=Report&sort=Relevance&contentSegment=&prodId=GPS&content.
- [48] G. A. Durán González, *Estudio de un condensador de vapor de capacidad de 3.2 MWt acoplado a un ciclo "PWG" (Pressure Water Generation), el cual genera 300 kWe*, México: Universidad Nacional Autónoma de México, 2013.
- [49] CONDOR-V, «Depósitos, separadores de líquido y condensadores por agua,» Carly-sa.es, [En línea]. Available: <http://www.carly-sa.es/fam-es59-condor-v-condensadores-por-agua-depositos.html>.
- [50] J. Balboa, *Manual de instalaciones frigoríficas (4a. ed.)*, Barcelona: Cano Pina, 2012.

- [51] C. González Sierra, Refrigeración industrial: montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas, Barcelona: Cano Pina, 2012.
- [52] J. M. Franco Lijó, Manual de refrigeración, Barcelona: Editorial Reverté, 2012.
- [53] J. M. Franco Lijó, Manual de refrigeración, Barcelona: Editorial Reverté, 2012.
- [54] R. Havrella, Fundamentos de calefacción, ventilación, México: McGraw-Hill Interamericana, 1983.
- [55] J. Kenneth Wark, Termodinámica, España: McGraw-Hill Inc., 2001.
- [56] Y. A. Cengel, Termodinámica, México: McGraw Hill Educación, 2011.
- [57] F. P. Incropera y D. P. De Witt, Fundamentos de transferencia de calor, México: Pearson Educación, 1999.
- [58] Y. A. Cengel y A. J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, México: McGraw Hill, 2011.
- [59] A. López Velásquez, «Academia,» Noviembre 2014. [En línea]. Available: http://www.academia.edu/9629832/Convecci%C3%B3n_natural_y_forzada.
- [60] R. L. Mott, Mecánica de fluidos, México: Pearson Educación, 2006.
- [61] Y. A. Cengel, Mecánica de Fluidos, México: McGraw-Hill, 2006.
- [62] A. H. Al-Zaidi, M. M. Mahmoud y T. G. Karayiannis, «Condensation flow patterns and heat transfer in horizontal microchannels,» *Elsevier*, nº 90, pp. 153-173, 2018.
- [63] K. J. Bell y A. C. Mueller, Wolverine Engineering Data Book II, Wolverine tube Inc, 2001.
- [64] W. D. Callister y D. G. Rethwisch, Materials Science and Engineering an Introduction, John Wiley & Sons, Inc., 2000.
- [65] Á. Simbaña, V. Toaquiza y W. Quitiaquez , *Diseño y construcción de una bomba de calor asistida por energía solar utilizada para el calentamiento de agua con una capacidad de 60 l/día*, Quito: Universidad Politécnica Salesiana, 2018.
- [66] F. Clavijo, G. Barletta, A. Velásquez, C. Botero, M. Gleiser y S. Toro, «Acaire,» 2009. [En línea]. Available: <http://acaire.org/acaire/wp-content/uploads/2016/03/BPI-08-Refrigerantes-de-hidrocarburos-revisada-2013.pdf>. [Último acceso: 10 01 2018].

- [67] MVOTMA, «Campusvirtual CETP/UTU,» 2004. [En línea]. Available: <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/Libros/Manual%20BPR.pdf>. [Último acceso: 15 01 2018].
- [68] J. M. Belman-Flores y V. Pérez-García, «CO2 como refrigerante: del pasado al futuro,» *Acta Universitaria*, vol. 23, n° 2, pp. 5-12, 2013.
- [69] H. M. Villamil Salcedo y O. E. Piamba Túlcan, «Estudio y aplicación de ciclos de refrigeración - Refrigerantes alternativos,» *Ingeniería de Recursos Naturales y del Ambiente*, n° 3, pp. 28-33, 2005.
- [70] K. Harby, «Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 73, pp. 1247-1264, 2017.
- [71] E. Sarachu, «caloryfrio.com,» 25 Mayo 2017. [En línea]. Available: <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/alternativas-al-gas-refrigerante-r134a.html>. [Último acceso: 01 Febrero 2018].
- [72] W. L. Vargas, C. A. Riaño y L. Pineda, *Ambientes virtuales para la enseñanza de la mecánica de fluidos: algunos ejemplos simplificados aplicando ANSYS.*, Bogotá: Universidad Militar Nueva Granada, 2009.
- [73] C. M. Pérez-Reyes, «Estudio sobre Simuladores físicos para la educación: evolución y tecnologías de desarrollo,» ResearchGate, Abril 2013. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/publication/263310870_Estudio_sobre_Simuladores_fisicos_para_la_educacion_evolucion_y_tecnologias_de_desarrollo.
- [74] ANSYS, «Acerca de ANSYS,» ANSYS, Inc., 2017. [En línea]. Available: <http://www.ansys.com/es-es/about-ansys>.
- [75] OpenCFD Ltd (Grupo ESI), «La caja de herramientas CFD de código abierto,» 1234.info, 2004-2018. [En línea]. Available: <https://www.openfoam.com/>.
- [76] SIMSCALE, «Simulation software reinvented for the web,» NAFEMS, [En línea]. Available: <https://www.simscale.com/>.
- [77] M. Kessler, «Dinámica de fluidos computacional : ¿Que es?,» ESSS, 24 Junio 2016. [En línea]. Available: <http://www.esss.com.br/blog/es/2016/06/dinamica-de-fluidos-computacional-que-es/>.

- [78] ANSYS, «Fluidos,» Ansys, Inc., 2017. [En línea]. Available: <http://www.ansys.com/es-es/products/fluids>.
- [79] F. Garofalo, «Introducción a Ansys Workbench,» udey, 03 2016. [En línea]. Available: <https://www.udemy.com/introduccion-a-ansys-workbench/>.
- [80] J. Osses, «El método de volúmenes finitos,» ESSS, 12 12 2016. [En línea]. Available: <http://www.esss.com.br/blog/es/2016/12/el-metodo-de-volumenes-finitos/>.
- [81] ESSS, «Sustentabilidad en la industria: la simulación ayuda a innovar y mejorar la eficiencia de los productos,» ESSS, 24 Octubre 2016. [En línea]. Available: <http://www.esss.com.br/blog/es/2016/10/sustentabilidad-en-la-industria-la-simulacion-ayuda-a-innovar-y-mejorar-la-eficiencia-de-los-productos/>.
- [82] ESSS, «Cuál es la importancia de un ingeniero en la simulación computacional?,» ESSS, 3 Marzo 2016. [En línea]. Available: <http://www.esss.com.br/blog/es/2016/03/cual-es-la-importancia-de-un-ingeniero-en-la-simulacion-computacional/>.
- [83] P. Díaz y M. García, «12th International Conference on Project Engineering,» 2008. [En línea]. Available: http://www.aepro.com/files/congresos/2008zaragoza/ciip08_0873_0884.783.pdf.
- [84] PNUMA, «UNE environment,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfiles/7740-s-SafeUseofHCFCAlternativesinRefrigerationandAir-conditioning.pdf>.
- [85] E. García Ortiz, G. Búrdalo, M. Veiga, J. Cepeda, M. Fuentes, M. De Barrios y J. Ferrero, «Laboratorio de Acústica Aplicada,» 05 2012. [En línea]. Available: <http://acustica.unileon.es/wp-content/uploads/2012/05/AN%C3%81LISIS-COMPARATIVO-DE-LAS-CARACTER%C3%8DSTICAS-B%C3%81SICAS-DE-LOS-FLU%C3%8DDOS-REFRIGERANTES-M%C3%81S-UTILIZADOS.pdf>.