

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:
ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL
REFRIGERANTE R134A UTILIZADO EN UN COLECTOR-EVAPORADOR
DE 0.02 m², COMPONENTE DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR
ENERGÍA SOLAR**

**AUTORES:
ANDRADE CANDO ANTHONY XAVIER
PEÑAFIEL VIZUETE HERMES ANDRÉS**

**TUTOR:
QUITIAQUEZ SARZOSA WILLIAM GIOVANNY**

Quito, agosto 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Andrade Cando Anthony Xavier, con cédula de ciudadanía N° 1722378419 y Peñafiel Vizuite Hermes Andrés, con cédula de ciudadanía N° 1720885761, 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 EN UN COLECTOR-EVAPORADOR DE 0.02 M², COMPONENTE DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR”, 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.

.....
Andrade Cando Anthony Xavier
C.I. 1722378419

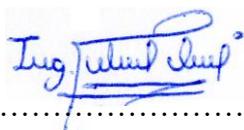
.....
Peñafiel Vizuite Hermes Andrés
C.I. 1720885761

Quito, agosto de 2018

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación: “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R134A UTILIZADO EN UN COLECTOR-EVAPORADOR DE 0.02 m², COMPONENTE DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR”, realizado por Andrade Cando Anthony Xavier y Peñafiel Vizuete Hermes Andrés, 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.I. 1721609764

DEDICATORIA

A Dios, por haberme guiado siempre y, en especial, en toda mi carrera con su inmenso amor y darme la suficiente sabiduría para cumplir con mis metas y objetivos.

A mis padres, Álvaro y Lorena que constituyen el pilar fundamental de mi vida, por haber sido mi apoyo incondicional en todo momento y el ejemplo más claro de perseverancia, paciencia, responsabilidad y amor.

A Camila, mi hermana y amiga que siempre con su amor, dulzura y paciencia ha estado presente a lo largo de mi carrera.

A mis tíos, Marcelo y Mónica que siempre estuvieron pendientes de mis necesidades y por estar conmigo y apoyarme siempre

A Nina, mi abuelita que cuando estuvo conmigo siempre me cuidó, me protegió y me guió por el camino del bien y que ahora desde el cielo es mi ángel protector.

Anthony

A mi madre, Yolima que es una persona muy importante en mi vida, por haber sido mi apoyo incondicional en todo momento y el más grande ejemplo de lucha por alcanzar mis sueños, perseverancia y amor hacia lo que hacemos. A mi padre, Ermes que su forma estricta de crianza me ayudó para ser fuerte en todo momento.

A mi tía, Irlanda que desde que nací siempre estuvo para apoyarme en toda circunstancia y a toda mi familia que, de uno u otro modo, siempre formaron parte de mi camino y me ayudaron a llegar a este punto en mi vida.

Por último, y no menos importante a Diana, mi novia y compañera que en los momentos difíciles se ha puesto al hombro todos mis problemas y ha contribuido para este gran paso.

Andrés

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Politécnica Salesiana por darnos la oportunidad de tener una excelente formación académica, impartida por cada uno de los docentes y por permitirnos ser personas con valores y principios, y en general a todo el personal administrativo de la Facultad de Ingeniería Mecánica por su ayuda durante los cinco años de carrera.

En especial, al Ingeniero William Quitiaquez, M.Sc., tutor del proyecto técnico, por darnos la oportunidad de desarrollar este tema, compartiendo sus conocimientos; así como su valioso tiempo para la ejecución y culminación del presente Trabajo de Titulación.

Anthony y Andrés

ÍNDICE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS	ix
NOMENCLATURA	x
RESUMEN.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
INTRODUCCIÓN	xiv
CAPÍTULO I: MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO.....	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Impacto ambiental	2
1.2.1. Protocolo de Montreal.....	4
1.2.2. Protocolo de Kyoto	4
1.3. Bomba de calor.....	5
1.3.1. Clasificación de las bombas de calor	5
1.4. Bomba de calor con asistencia de energía solar (BCAES).....	6
1.4.1. Tipos de bombas de calor con asistencia de energía solar	6
1.5. Bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar (BCAES-ED).....	8
1.5.1. Componentes de una bomba de calor con asistencia de energía solar ..	9
1.6. Refrigerantes	16
1.6.1. Clasificación de los refrigerantes	16
1.6.2. Ciclo de compresión de vapor.....	20
1.6.3. Cambio de fase de los refrigerantes	20

1.6.4. Patrones de flujo y mapas de fase	22
CAPÍTULO II: SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R134a	26
2.1. Análisis matemático	26
2.1.1. Análisis termodinámico del colector-evaporador	27
2.2. ANSYS Fluent.....	33
2.2.1. Modelos matemáticos reportados en Ansys.....	33
2.2.2. Análisis computacional	41
CAPÍTULO III: ANÁLISIS DE RESULTADOS	47
3.1. Validación de la simulación CFD	48
3.2. Análisis e interpretación de resultados	49
3.2.1. Comparación de los resultados CFD con datos experimentales	53
CONCLUSIONES	56
RECOMENDACIONES	58
REFERENCIAS	59

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Población Mundial y Consumo Eléctrico	3
Figura 2 Emisiones de CO ₂	3
Figura 3 Esquema de una bomba de calor.	5
Figura 4 Clasificación de las bombas de calor.....	5
Figura 5 Esquema de una bomba de calor con asistencia de energía solar	6
Figura 6 Esquema de una bomba de calor de expansión indirecta con asistencia de energía solar	7
Figura 7 Esquema de una bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar	7
Figura 8 Efecto de la velocidad del compresor en el rendimiento del sistema	9
Figura 9 Colector-evaporador	10
Figura 10 Colector solar de placa plana	11
Figura 11 Esquema colector-evaporador	12
Figura 12 Geometrías del canal de flujo.	15
Figura 13 Simulación de transferencia de calor de un colector-evaporador con diferentes patrones de canal	15
Figura 14 Clasificación de Refrigerantes	16
Figura 15 Comparación de COP para diferentes refrigerantes	18
Figura 16 Diagrama P-h - Ciclo de compresión de vapor	20
Figura 17 Diagrama P-v-T de refrigerantes	21
Figura 18 Diagrama P-T de refrigerantes	21
Figura 19 Patrones de flujo durante la evaporación en tubos horizontales	23
Figura 20 Diagrama de flujo burbujeante	24
Figura 21 Diagrama de flujo estratificado	24
Figura 22 Diagrama de flujo viscoso	25
Figura 23 Diagrama de flujo anular	25
Figura 24 Diagrama de flujo de niebla	25
Figura 25 Diseño 3D colector-evaporador.....	41
Figura 26 Mallado del colector-evaporador.....	42
Figura 27 (a) Oblicuidad (b) Calidad del elemento	44
Figura 28 Modelos matemáticos utilizados en ANSYS Fluent.	45
Figura 29 Parámetros de funcionamiento	45

Figura 30 Determinación de condiciones de borde en ANSYS Fluent.....	46
Figura 31 Variación de la radiación solar (16-Sep-2017)	47
Figura 32 Radiación solar	47
Figura 33 (a) Variación de la temperatura en la parte superior del colector (b) Variación de la temperatura en la parte inferior del colector.....	48
Figura 34 (a) Simulación de la variación de la temperatura en la parte superior del colector de Gunjo et al. (b) Simulación de la variación de la temperatura en la parte superior del colector de Gunjo et al.	48
Figura 35 (a) Variación de la temperatura del agua a lo largo de la tubería (b) Variación de la temperatura del agua a la salida de la tubería.	49
Figura 36 (a) Simulación de la variación de la temperatura del agua a lo largo de la tubería de Gunjo et al. (b) Simulación de la variación de la temperatura del agua a la salida de la tubería de Gunjo et al. [1].	49
Figura 37 Resultados CFD del comportamiento del refrigerante 134a.....	50
Figura 38 Contorno de velocidades del refrigerante 134a.	50
Figura 39 Variación de la densidad del refrigerante 134a.	51
Figura 40 Variación de la fracción volumétrica en: (a) fase líquida y (b) fase gaseosa	52
Figura 41 Variación de la temperatura dentro del refrigerante 134a	52
Figura 42 Variación de la temperatura en la parte superior del colector-evaporador.	53
Figura 43 Variación de la temperatura pronosticada y experimental del refrigerante 134a la salida del evaporador	53
Figura 44 Variación de la presión pronosticada y experimental del refrigerante 134a la salida del evaporador.....	54
Figura 45 Errores porcentuales.	55

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Comparación de distintos colectores utilizados en BCAES-ED.....	12
Tabla 2 Eficiencia térmica de distintos materiales.....	13
Tabla 3 Absortividad y emisividad de diferentes revestimientos	14
Tabla 4 Propiedades ópticas de distintos revestimientos solares y eficiencia térmica de diferentes tipos de absorbedores.....	14
Tabla 5 Refrigerantes utilizados en una bomba de calor	18
Tabla 6 Efectos ambientales de refrigerantes	19
Tabla 7 ODP y GWP de refrigerantes utilizados en una BCAES-ED	19
Tabla 8 Parámetros geográficos y ambientales – Quito.....	26
Tabla 9 Especificaciones del colector- evaporador	26
Tabla 10 Resultados experimentales del colector- evaporador	27
Tabla 11 Propiedades R134a	42
Tabla 12 Oblicuidad del mallado	43
Tabla 13 Valor de C – Calidad del elemento	43
Tabla 14 Error porcentual entre los resultados CFD y experimentales	54

NOMENCLATURA

COP	Coeficiente de rendimiento térmico
I	Radiación solar ($W \cdot m^{-2}$)
ρ	Densidad (kg/m^3)
p	Presión (Pa)
g	Gravedad (m/s^2)
k_{eff}	Conductividad efectiva ($W/m \cdot K$)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($W/m^2 \cdot K^4$)
Q_{cond}	Calor del condensador (W)
T	Temperatura (K)
u	Energía interna (kJ/kg)
s	Entropía (kJ/kg·K)
\dot{m}	Flujo másico (kg/s)
w	Trabajo (kJ)
h	Entalpía (kJ/kg)
T_{sky}	Temperatura del cielo (K)
T_{∞}	Temperatura del ambiente (K)
Cp	Calor Específico (kJ/kg·K)
α	Absortividad
\dot{Q}_u	Calor útil (W)
ε	Emisividad
\vec{V}_m	Velocidad promedio de la masa (m/s)
ρ_m	Densidad de la mezcla (kg/m^3)
α_k	Fracción volumétrica de la fase k .
n	Número de fases
\vec{F}	Fuerza del cuerpo (N)
μ_m	Viscosidad de la mezcla ($kg/m \cdot s$)
$\vec{V}_{dr,k}$	Derivada de la velocidad para la fase secundaria k (m^2/s)

k_t	Conductividad térmica turbulenta (W/m·K)
τ_q	Tensor de tensión-deformación de la fase q^{th}
λ_q	Volumen de la fase q
\vec{F}_q	Fuerza externa (N)
\vec{q}_q	Flujo de calor (W)
a	Coefficiente de absorción
σ_s	Coefficiente de dispersión
G	Radiación incidente (W/ m ²)
C	Coefficiente de la función de fase lineal-anisotrópica
k	Conductividad térmica (W/m·K)
E_{dn}	Irradiación normal en la superficie terrestre en un día despejado (W/ m ²)
A	Irradiación solar aparente en la masa de aire (W/ m ²)
B	Coefficiente de extinción atmosférica
β	Altitud solar (en grados) por encima de la horizontal
ε	Ángulo de inclinación de la superficie (en grados) desde el plano horizontal
ρ_g	Reflectividad del suelo

RESUMEN

El presente trabajo de investigación, consiste en el análisis y simulación del refrigerante R134a, utilizado en un colector-evaporador de 0.02 m^2 , componente de una bomba de calor asistida por energía solar, basado en diferentes variables como: presión atmosférica, radiación solar, velocidad del viento, entre otros.

Para iniciar el desarrollo de la investigación se parte del problema energético en el mundo y el consumo excesivo de hidrocarburos como fuente principal de energía, a partir de este punto se inicia con la bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa como reemplazo ideal para los sistemas de calentamiento de agua.

A continuación se realiza un estudio del comportamiento del refrigerante R134a dentro del colector- evaporador, con ayuda de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), utilizando el módulo *Fluent* de ANSYS, en donde se ingresará todos los parámetros necesarios para evaluar su desempeño con ayuda de los programas *Engineering Equation Solver* (EES), *CoolPack* y *Coolselector*.

Obteniendo datos de la simulación realizada por Gunjo et al. [1] se realiza una corroboración del proceso de simulación, mientras que los resultados CFD obtenidos de las simulaciones antes realizadas son validados con los datos experimentales mostrados en la investigación de Simbaña et al. [2].

Palabras Claves: Energía solar, Bomba de Calor, CFD, Colector-evaporador, Refrigerante R134a

ABSTRACT

The present investigation, consists in the analysis and simulation of R134a refrigerant, used in a collector-evaporator, with an area of 0.02 m², component of a solar assisted heat pump, based on different variables like: atmospheric pressure, solar radiation, speed of the wind and others.

To take up with the development of the research, we start with the energy problem in the world and the excessive amount of hydrocarbons as the main source of energy, from this point we propose the direct-expansion solar assisted heat pump as the ideal replacement for water heating.

Next, a study of the behavior of refrigerant R134a inside the collector-evaporator is made, with the help of Computational Fluid Dynamics (CFD), using the Fluent module of ANSYS, where all the necessary parameters will be entered to evaluate its performance with help of the Engineering Equation Solver (EES), CoolPack and Coolselector programs.

Obtaining simulation data conducted by Gunjo et al. [1] a corroboration of the simulation process is performed, while the CFD results obtained from the simulations carried out before are validated with the experimental data shown in the research of Simbaña et al. [2].

Keywords: Solar energy, Heat pump, CFD, Collector-evaporator, R134a refrigerant.

INTRODUCCIÓN

Con la creciente demanda de energía y la crisis ambiental, el desarrollo y la aplicación de energías renovables se han convertido en un tema de gran importancia. La energía solar es una fuente de energía prometedora debido a su libre disponibilidad y a los bajos costos de funcionamiento, además de que es una fuente no contaminante [3, 4]. Actualmente, una de las posibles alternativas para la reducción de consumo de energía primaria (carbón, gas natural, combustible fósil, entre otros) y emisiones de dióxido de carbono es la utilización de bombas de calor de expansión directa con asistencia de energía solar (BCAES-ED), las cuales puede ahorrar aproximadamente un 50 % de energía primaria y mejorar el factor de reducción de emisión de carbono en un 10 %.

Además, con la creciente concienciación sobre los posibles impactos ambientales de varios refrigerantes utilizados en sistemas BCAES-ED, entre las cuales se encuentran los Clorofluorocarbonos, los Hidroclorofluorocarbonos y los Hidrofluorocarbonos, se presenta como una nueva alternativa a los refrigerantes ecológicos o Hidrocarburos, los cuales no afectan la capa de ozono y no generan efecto invernadero en la atmósfera.

El análisis y simulación del comportamiento del refrigerante dentro del colector-evaporador, se realizará con ayuda de ANSYS *Fluent*, la cual es una herramienta efectiva con la que se puede simular varios modelos en diversas condiciones de operación y comparar sus resultados, ahorrando tiempo y dinero. Con los resultados obtenidos de la simulación se pretende predecir el comportamiento del refrigerante al compararlos con los datos obtenidos de manera experimental presentados en la investigación realizada por Simbaña et al. [2].

Con el fin de optimizar el desempeño del colector-evaporador al modificar ciertas características propias como: material, geometría de la sección transversal, longitud del canal de flujo, entre otros.

El objetivo general del presente Proyecto es analizar y simular el comportamiento del refrigerante R134a, utilizado en un colector-evaporador de 0.02 m^2 , componente de una bomba de calor asistida por energía solar.

Los objetivos específicos son:

- Recopilar y analizar fuentes de información sobre las diferentes geometrías de un colector-evaporador.
- Establecer los parámetros de simulación necesarios para evaluar el desempeño de un colector-evaporador.
- Comparar el rendimiento térmico de los refrigerantes R134a y R600a, así como el impacto que tiene cada uno de ellos hacia el medio ambiente.
- Analizar los resultados obtenidos en las simulaciones mediante diferentes gráficas como por ejemplo fracción volumétrica vs longitud, temperatura vs longitud, entre otros.

CAPÍTULO I

MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO

En el presente capítulo se detallará y analizará el funcionamiento de una bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar, así como cada uno de sus componentes. Además, se estudia los diferentes tipos de refrigerantes existentes en el mercado, al igual que su impacto ambiental.

1.1. Antecedentes

Actualmente, una de las alternativas para la reducción de consumo de energía primaria y emisiones de dióxido de carbono (CO_2) es la utilización de una bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar (BCAES-ED), en las investigaciones realizadas por Tagliafico et al. [5], Malali et al. [6] y Chow et al. [7] se demuestra que la utilización de un sistema BCAES-ED puede ahorrar aproximadamente un 50 % de energía primaria y mejorar el factor de reducción de emisión de carbono en un 10 %, además de que su coeficiente de funcionamiento (COP) es mucho mejor que el de una bomba de calor convencional.

Chen et al. [8] proponen un nuevo ciclo para bombas de calor utilizando la energía solar y la energía del aire de manera eficiente, en donde la eficiencia del sistema se mantiene relativamente alta, y el coeficiente de rendimiento y la capacidad de calentamiento mejoran en un 13.78 % y en un 20.41 % respectivamente. En tanto Paradeshi et al. [9] y Moreno et al. [10] realizan estudios experimentales con distintos tipos de refrigerantes utilizados en sistemas BCAES-ED, logrando un COP de 1.7-2.9 para el refrigerante R134a y para el R22 un COP de 1.8-2.8.

Del Col et al. [11] y Cerit et al. [12] sugieren el uso de colectores-evaporadores tipo roll-bond, los cuales no solo proporcionan un mayor coeficiente de rendimiento al sistema que los colectores-evaporadores tradicionales (obteniendo valores de COP de hasta 3.3), debido a que presentan un mayor número de canales, sino que también reducen el costo de inversión del mismo. Mientras que Sun et al. [13] realizan un estudio comparativo entre las distintas geometrías que los canales de flujo pueden presentar en los colectores-evaporadores tipo roll-bond, concluyendo que la geometría

en forma de panal de abeja mejoró el COP y la capacidad de calentamiento del sistema en un 5.9 y un 6.2 % comparado con el patrón de canal paralelo convencional.

Con la creciente concienciación sobre los posibles impactos ambientales de varios refrigerantes Nawaz et al. [14] y Jara et al. [15] plantean como posibles sustitutos del refrigerante R134a, a los refrigerantes R290 (propano) y R600a (isobutano), los cuales proporcionan un rendimiento comparable al del R134a y reducen en un 50 % la carga total del sistema y hasta un 15 % el costo de energía consumida.

En investigaciones realizadas por Kasera et al. [16], Fatouth et al. [17], Comlan et al. [18], Gorozabel et al. [19] con el propósito de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, presentan al refrigerante R407 como una alternativa a la utilización del refrigerante R22, el cual presenta una capacidad de enfriamiento y un COP menor al R22 en un 12 % y en un 5 % respectivamente, al aumentar la temperatura de entrada de aire al evaporador de 20 a 32°C, también se muestra al refrigerante R410a, el cual presenta un mejor rendimiento que el R22 y es más eficiente que el R407, sin embargo presenta valores de COP que son de 15-20 % más bajos que los obtenidos con el R134a. A pesar de que el rendimiento del R407 y del R410a son menores en comparación con el R22 y con el R134a, aún son la mejor alternativa desde el punto de vista ecológico.

1.2. Impacto ambiental

En los últimos años la tasa de crecimiento demográfico a nivel mundial (Figura 1) ha ido aumentando en alrededor de cien millones de personas por año, lo que implica el elevado consumo de energía primaria y eléctrica. Cuanto mayor sea el número de individuos, más recursos serán necesarios, provocando el agotamiento de estos, la acumulación de residuos, alteraciones del medio ambiente y contaminación por emisiones de CO₂ (Figura 2) y gases de efecto invernadero.

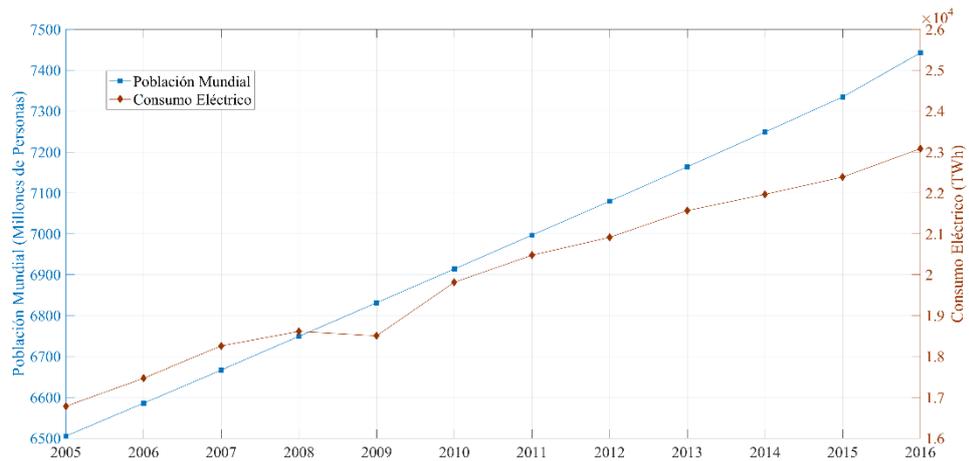


Figura 1 Población Mundial y Consumo Eléctrico [20, 21].

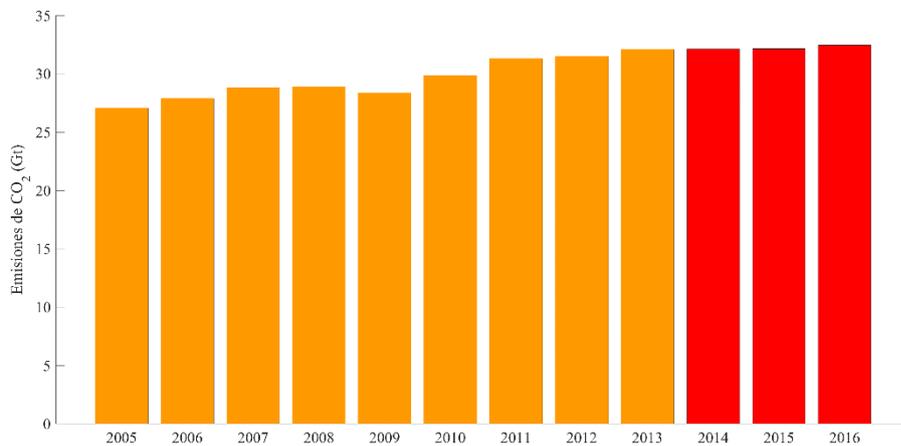


Figura 2 Emisiones de CO₂ [22].

Una de las opciones para disminuir el impacto ambiental es la utilización de fuentes renovables de energía como lo es la energía solar, ya que es una fuente de energía prometedora y disponible de manera gratuita para gestionar problemas de crisis energética, además de ser la mejor opción en cuanto se refiere a disponibilidad de mercado, eficiencia, y competencia de precios comparada con diferentes fuentes de energía renovables [23]. Otra alternativa es la eliminación de sustancias que agotan el ozono y la reducción de sustancias denominadas “gases de efecto invernadero”, entre las cuales se encuentran todos los Clorofluorocarbonos (CFCs), los Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) y los Hidrofluorocarbonos (HFCs), ampliamente utilizados en el campo de la refrigeración doméstica como lo proponen los protocolos de Montreal y Kyoto [15].

1.2.1. Protocolo de Montreal

El Protocolo de Montreal, firmado por diferentes países en el año 1987, entró en vigor en 1989 como una medida global para hacer frente al problema del deterioro de la Capa de Ozono y con prioridad a la protección de esta, tratando de disminuir el consumo de numerosos agentes que reaccionan con el ozono de forma negativa, en este caso los refrigerantes [24]. Si se cumple con las normas establecidas en dicho Protocolo, sus enmiendas y ajustes, se prevé que la capa de ozono tiene opciones de recuperarse para el año 2050, aparte de la prohibición y reducción de estas sustancias, incentivan la investigación de mejores tecnologías amigables hacia el ambiente [25, 26].

Como resultado del Protocolo de Montreal, la producción de Clorofluorocarbonos (CFC) se elimina completamente en los países desarrollados en 1996 y para el 2010 en los países en vías de desarrollo, y son sustituidos por refrigerantes de Hidroclorofluorocarbonos (HCFC) menos dañinos [24]. Se prevé que los HCFC se eliminen casi en su totalidad para el 2020 y totalmente a finales del 2030 en los países desarrollados y en el 2040 en los países en desarrollo. Los países desarrollados comenzaron entonces a utilizar Hidrofluorocarburos (HFC), que no tienen ningún impacto en la capa de ozono, pero que todavía tienen un alto (GWP) que en sus siglas en inglés son *Global Warming Potential*. Las propuestas para la disminución de los HFC también se están examinando en el marco del Protocolo de Montreal [25, 24].

1.2.2. Protocolo de Kyoto

El Protocolo de Kioto, adoptado inicialmente el 11 de diciembre de 1997 por 37 países y la Unión Europea, los cuales se comprometieron a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en un promedio del 5,2 % durante el período comprendido entre 2008 y 2012 en comparación con los niveles de 1990, aceptando objetivos individuales de emisiones que debían cumplirse para finales de 2012 [27, 28], reconociendo que los países con alto desarrollo industrial están con una gran responsabilidad en cuanto a los elevados niveles de GEI, Además desde su descubrimiento se ha venido quemando combustibles fósiles por más de 150 años [27, 29].

1.3. Bomba de calor

Las bombas de calor son dispositivos mecánicos que transfieren energía de una fuente fría a una fuente caliente, utilizando un fluido intermedio que absorbe o cede calor al recorrer un ciclo termodinámico adecuado. A diferencia de los refrigeradores, el objetivo principal de las bombas de calor es proporcionar calefacción, aunque las bombas de calor de ciclo inverso pueden proporcionar calefacción y refrigeración [30, 31].

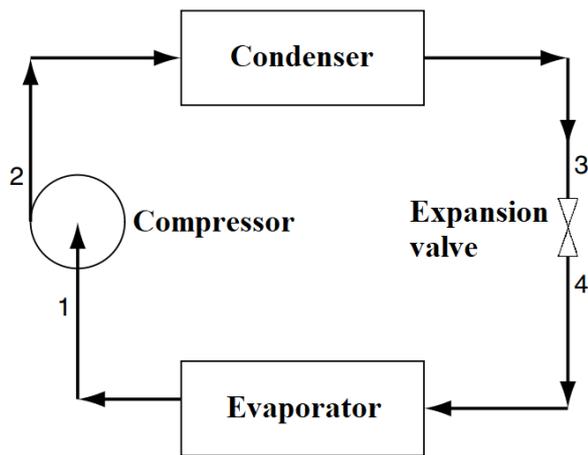


Figura 3 Esquema de una bomba de calor [31].

1.3.1. Clasificación de las bombas de calor

Las bombas de calor se clasifican en función de: (a) Fuentes de calor y (b) Configuraciones de la fuente o sumidero de calor [32].

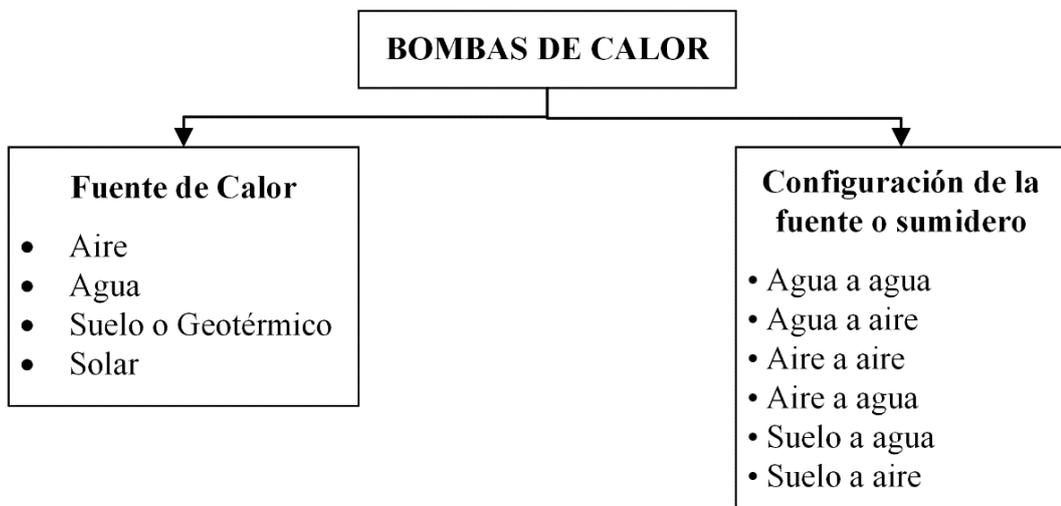


Figura 4 Clasificación de las bombas de calor.

1.4. Bomba de calor con asistencia de energía solar (BCAES)

Una bomba de calor con asistencia de energía solar (Figura 5), es una combinación entre una bomba de calor y un colector solar [33], que puede utilizar la energía solar como fuente de calor para alcanzar un alto coeficiente de funcionamiento (COP) [34], para reducir o eliminar el consumo de energía primaria (carbón, gas natural, combustible fósil, entre otros) mediante la sustitución de fuentes de energía renovable con la finalidad de reducir las emisiones de CO₂ [35].

En una BCAES, el colector solar y la bomba de calor son unidades separadas, unidas por un intercambiador de calor [36]. El agua o el aire caliente generado por el colector solar circulan a través del intercambiador de calor donde transfieren la energía al circuito refrigerante de la bomba de calor. El refrigerante se evapora debido a la energía solar que ingresa al intercambiador de calor, lo que da como resultado que exista una alta temperatura en el evaporador y por lo tanto el coeficiente de desempeño del sistema (COP) sea alto [37, 38].

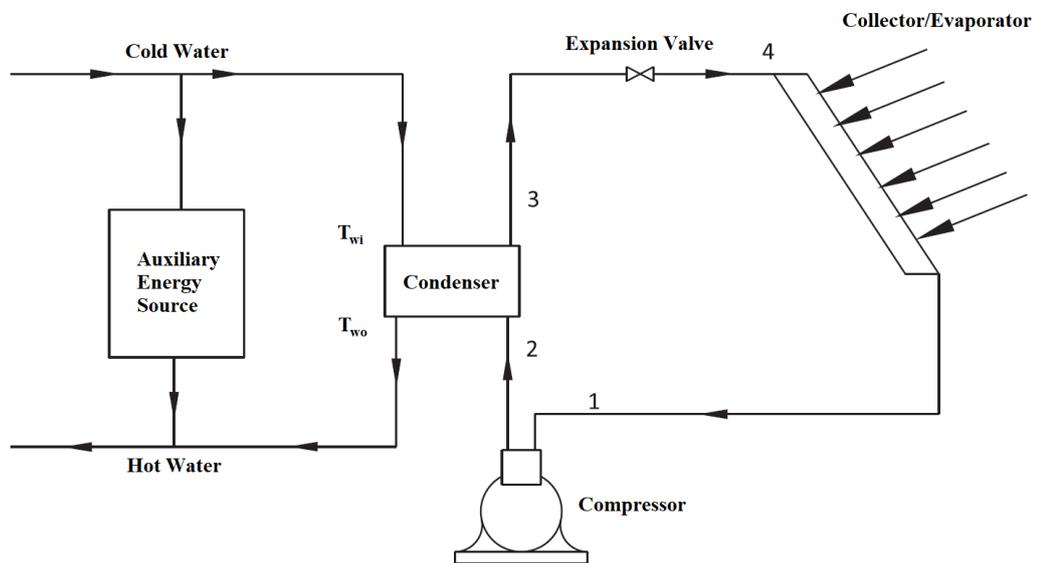


Figura 5 Esquema de una bomba de calor con asistencia de energía solar [39].

1.4.1. Tipos de bombas de calor con asistencia de energía solar

De acuerdo con la forma de conexión entre el colector solar y el evaporador, la BCAES se puede clasificar como [34]:

a. Bomba de calor de expansión indirecta con asistencia de energía solar (BCAES-ID)

En la BCAES-ID (Figura 6), conocida también como bomba de calor con asistencia de energía solar convencional [40]; el colector solar y el evaporador de la bomba de calor son unidades separadas pero acopladas a través de un intercambiador de calor [41].

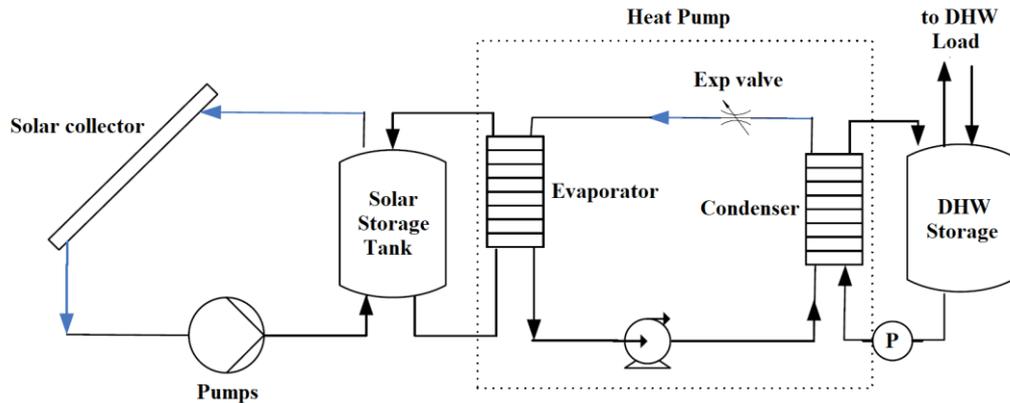


Figura 6 Esquema de una bomba de calor de expansión indirecta con asistencia de energía solar [42].

b. Bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar (BCAES-ED)

En la BCAES-ED (Figura 7) el colector solar y el evaporador se integran en una misma unidad [37], reduciendo el número de componentes de la bomba así como los procesos termodinámicos ineficientes a través de estas dos unidades eliminadas [41].

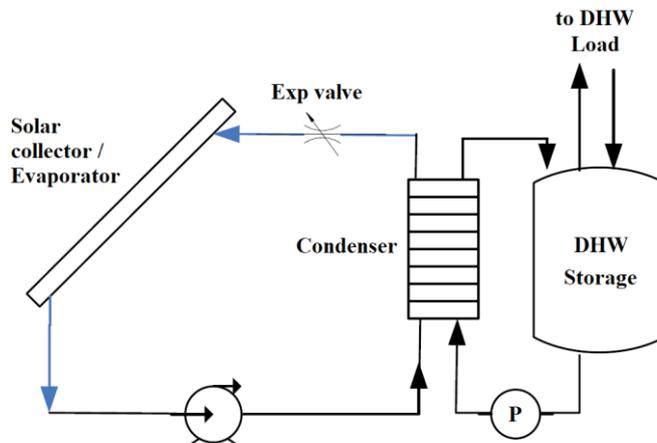


Figura 7 Esquema de una bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar [42].

1.5. Bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar (BCAES-ED)

En una BCAES-ED, la energía solar se utiliza directamente para calentar el fluido de trabajo de una bomba de calor [43], que generalmente es un refrigerante.

El rendimiento térmico de una bomba de calor es caracterizado por el coeficiente de desempeño COP definido como [44]:

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_c} \quad (1)$$

Donde:

Q_{cond} : Calor del condensador

W_c : Trabajo del compresor

Al aumentar la temperatura de evaporación del refrigerante, se obtendrá un mayor COP del sistema [45].

Las ventajas de usar una BCAES-ED en lugar de una BCAES convencional son:

- Disminución de problemas de corrosión debido al uso de un refrigerante, esto permite incrementar la vida útil del colector solar con relación a los colectores que utilizan agua como fluido de trabajo [37, 19].
- La vaporización directa del refrigerante en el colector-evaporador, obteniendo coeficientes de transferencia de calor más altos [46, 47].
- Eliminación de problemas de congelamiento de agua en el colector solar debido a la baja temperatura de congelamiento del refrigerante [37].
- Reducción de los componentes en el sistema al eliminar el intercambiador de calor en la BCAES convencional [37].
- Reducción del costo total del sistema [37, 46].

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

1.5.1.1. Compresor

En el compresor, la velocidad y la eficiencia son dos parámetros determinantes en su función de elevar la presión del refrigerante y aumentar las temperaturas de calentamiento [48]. Se ha demostrado que se puede obtener un mejor desempeño del sistema empleando compresores de velocidad variable (Figura 8), ya que al conservar una baja velocidad en el compresor no solo se mejora el COP del sistema sino que también se prolonga la vida útil del mismo [35, 37].

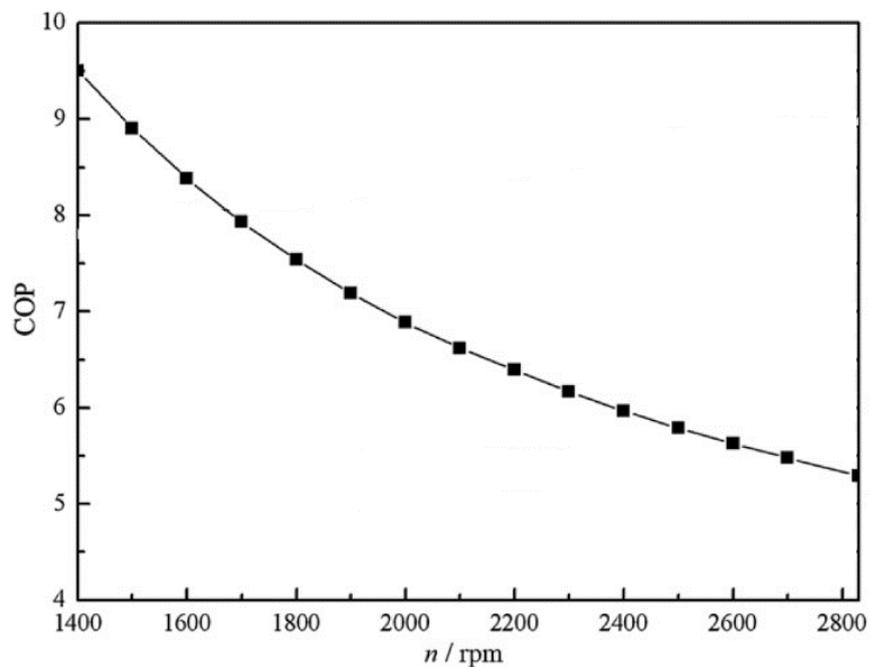


Figura 8 Efecto de la velocidad del compresor en el rendimiento del sistema [49].

1.5.1.2. Condensador

El condensador funciona principalmente como un intercambiador de calor y un tanque de almacenamiento a la vez [35], una tubería de cobre es el material comúnmente utilizado para que fluya el refrigerante y se produzca el efecto de transferencia de calor con el agua fría en el tanque de agua [37, 50].

1.5.1.3. Válvula de expansión

La válvula de expansión regula la presión y el caudal del refrigerante en la BCAES-ED [35]. Con el fin de mantener un adecuado acoplamiento entre la capacidad

de bombeo del compresor y la capacidad de evaporación del colector-evaporador en condiciones ambientales muy variables, se sugiere que la válvula de expansión sea electrónica, ya que esta permite acoplar la capacidad de evaporación del colector para un amplio rango de condiciones ambientales [48, 51, 52].

1.5.1.4. Colector-evaporador

El colector-evaporador extrae el calor del sol y del ambiente [13], para provocar que el refrigerante que circula por los canales cambie su estado de líquido a vapor antes de entrar en el compresor [10]. En la Figura 9 se muestra un colector-evaporador utilizado en un sistema BCAES-ED.



Figura 9 Colector-evaporador [53].

Clasificación

De acuerdo con su estructura se clasifican de la siguiente forma:

a. Colectores solares de placa plana

Estos colectores poseen una cubierta transparente de vidrio o plástico que aprovecha el efecto invernadero y además formado por una serie de tubos de cobre, los cuales expuestos al sol absorben la radiación solar y se la transmiten al fluido que atraviesa su interior [54].

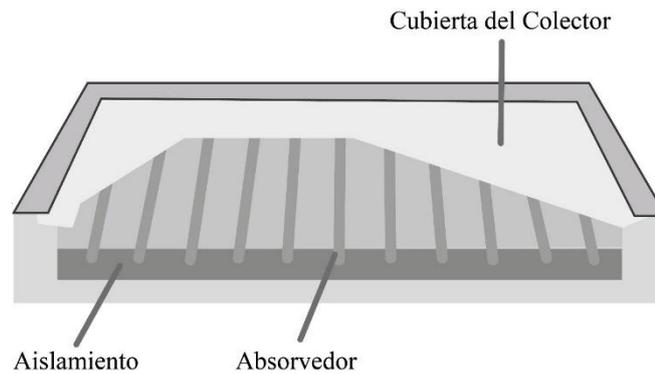


Figura 10 Colector solar de placa plana [54].

Dentro de esta clasificación también se encuentran los colectores de tipo *rollbond*, los cuales muestran los canales de flujo integrados a la placa absorbente, además de presentar un coeficiente de rendimiento superior que los colectores tradicionales, debido a que presentan un mayor número de canales [55].

b. Colectores solares de vacío

Van dotados de una doble cubierta envolvente, herméticamente cerrada, aislada del interior y del exterior, y en la cual se ha hecho el vacío. Su finalidad es la de reducir las pérdidas por convección [54].

La Tabla 1 muestra una comparación entre distintos colectores utilizados en sistemas de bombas de calor de expansión directa con asistencia de energía solar.

Tabla 1 Comparación de distintos colectores utilizados en BCAES-ED

Referencia	Tipo de colector- evaporador	Área	Refrigerante	COP
Cerit et al. [12]	Rollbond	4.2 m ²	R134a	3.3
Chow et al. [7]	Colector de placa plana	12 m ²	R134a	6.46
Fernandez et al. [56]	Rollbond	1.6 m ²	R134a	3.23
Kong et al. [49]	Rollbond	4.2 m ²	R22	5.75
Moreno et al. [10]	Colector sin cubierta transparente	5.6 m ²	R134a	1.7-2.9
Paradeshi et al. [9]	Colector de placa plana	2 m ²	R22	1.8-2.8
Sun et al. [13]	Rollbond	1.92 m ²	R134a	5.5
Yousefi [57]	Colector solar de placa plana con una sola cubierta	3 m ²	R134a	6.37

Materiales del colector solar

Un colector está compuesto por una placa negra absorbente en la que se montan tubos por donde circula el fluido, un material aislante para reducir las pérdidas de conducción y una cubierta de vidrio en la parte superior para reducir las pérdidas de convección y radiación a la atmósfera (Figura 11) [58, 59].

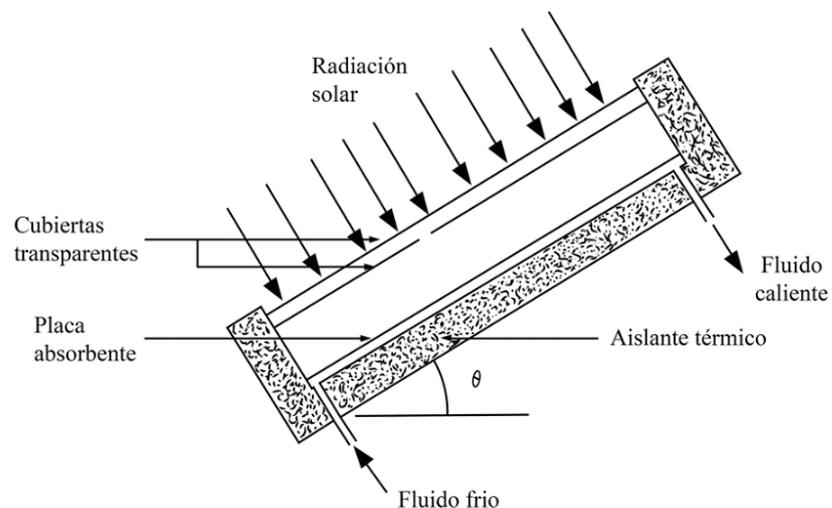


Figura 11 Esquema colector- evaporador [60].

Los materiales más apropiados para placas absorbentes son aquellos que poseen muy buena conductividad térmica, precio razonable y baja capacidad calorífica como: el aluminio y el cobre. A su vez la placa absorbente se reviste con una sustancia que sirve de superficie selectiva a las emisiones radiactivas de la energía solar, aumentando así la absorción de esta [60].

Con el fin de aumentar la eficiencia de los colectores, se han investigado algunos materiales innovadores para diferentes aplicaciones como: cobertura, absorbentes, caja exterior, entre otros [60], mostrados en la Tabla 2.

Tabla 2 Eficiencia térmica de distintos materiales

Referencia	Material	Propiedades	Eficiencia térmica
Cindrella [61]	Revestimiento absorbente Co-Cd-Ba	Absorbencia (0.96) y emitancia (0.06)	0.91 a 60 °C
Resha et al. [62]	Capas poliméricas con propiedades termotrópicas como capas protectoras	Transmitancia (0.76 – 0.87)	0,70 a una diferencia de temperatura de 20 °C
Reim et al. [63]	Aerogel de sílice como aislamiento	Transmisión (0.53 - 0.88) y conductividad térmica (<0.005 W/m-K)	

La Tabla 3 y la Tabla 4 muestran una comparación entre las propiedades ópticas (emisividad y absorción) de diferentes revestimientos solares y la eficiencia térmica con diferentes tipos de absorbentes solares [64].

Tabla 3 Absortividad y emisividad de diferentes revestimientos [65]

Recubierto	Absortividad	Emisividad
Cromo negro	0.93	0.10
Níquel negro en níquel pulido	0.92	0.11
Níquel negro sobre hierro galvanizado	0.89	0.12
CuO en níquel	0.81	0.17
Co ₃ O ₄ en plata	0.90	0.27
CuO en aluminio	0.93	0.11
CuO en aluminio anodizado	0.85	0.11
Pintura negra	0.96	0.88

Tabla 4 Propiedades ópticas de distintos revestimientos solares y eficiencia térmica de diferentes tipos de absorbedores

Referencia	Técnica de depósito	Emisividad del absorbedor	Absorbencia del absorbedor	Transmisión solar	Eficiencia térmica
Ehrmann et al. [66]	Depósito de vapor de plasma			0.85	0.77 a 20 °C
Boudaden et al. [67]	Pulverización catódica	-	-	0.67 – 0.87	-
Kalogirou et al. [68]	-	0.1	0.85	-	0.76
Abbas et al. [69]	Depósito de baño químico		Reflectancia=21.4 nm		
Dudita et al. [70]	Pirólisis por pulverización	0.03	0.92		

Canales de flujo

La estructura geométrica del canal de flujo es un factor importante que afecta al rendimiento térmico del colector-evaporador, con la optimización de la red de canales, se puede mejorar el rendimiento térmico del colector-evaporador y, por lo tanto, la energía solar absorbida por el panel puede transferirse al fluido de trabajo de manera más eficiente [13].

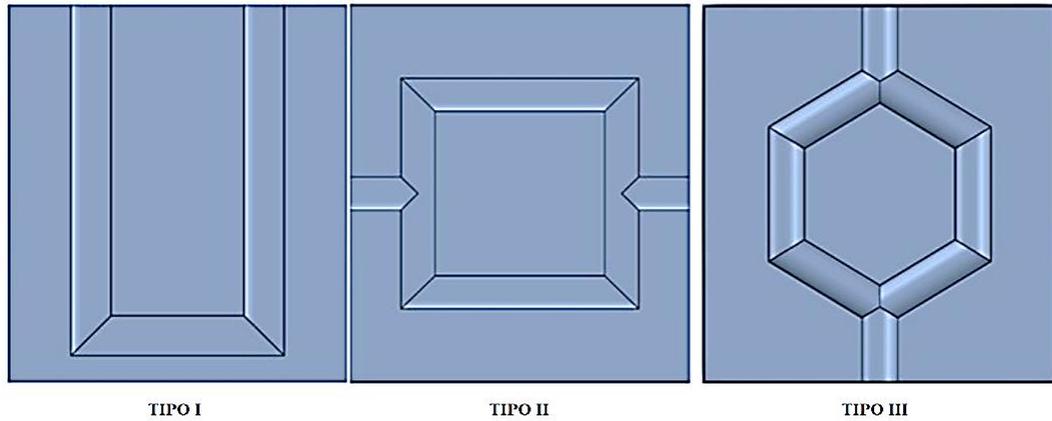


Figura 12 Geometrías del canal de flujo.

Existen varios tipos de formas planas simples que pueden realizar el teselado de un plano, tal como triángulo, paralelogramo y hexágono, como se muestra en la Figura 12. Comparado entre el bloque de canales paralelos (Tipo I), el paralelogramo (Tipo II) y el bloque de canales en forma hexagonal (Tipo III) mejoran el rendimiento de transferencia de calor. Mostrando un bloque de canales paralelo, la temperatura media del cuerpo sólido es alta, y las áreas de alta temperatura se distribuyen tanto en el núcleo como en el borde del cuerpo (Figura 13). En comparación, con el paralelogramo o el bloque de canal en forma de hexágono, la temperatura promedio del cuerpo sólido disminuye y las áreas de alta temperatura se distribuyen sólo en el borde del cuerpo [13].

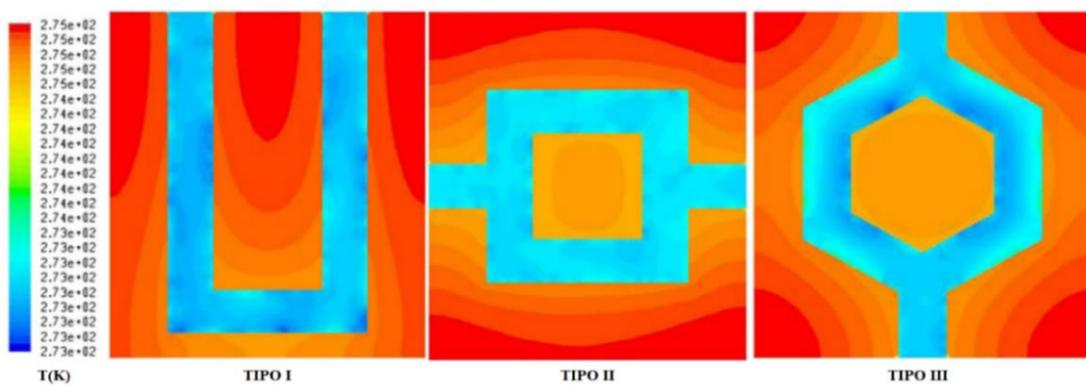


Figura 13 Simulación de transferencia de calor de un colector-evaporador con diferentes patrones de canal [13].

1.6. Refrigerantes

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia [71] y sirve como medio de transporte de calor entre el colector-evaporador, en donde se evapora, y el condensador, en donde transfiere su calor al fluido que circula en el tanque de almacenamiento [72, 73].

Para elegir un refrigerante se debe tener en cuenta, algunos parámetros:

- Debe existir una diferencia de temperatura de 5 a 10 °C entre el refrigerante y el medio con el que intercambia calor [74].
- El refrigerante debe tener una presión de saturación de 1 atm o mayor a 20 °C [75, 76].
- La temperatura y la presión del refrigerante en el condensador dependen del medio hacia el cual se rechaza el calor [77, 78].
- Los refrigerantes no deben ser tóxicos, corrosivos o inflamables [74].
- Los refrigerantes deben ser estables químicamente y tener una alta entalpía de vaporización [77, 79].

1.6.1. Clasificación de los refrigerantes

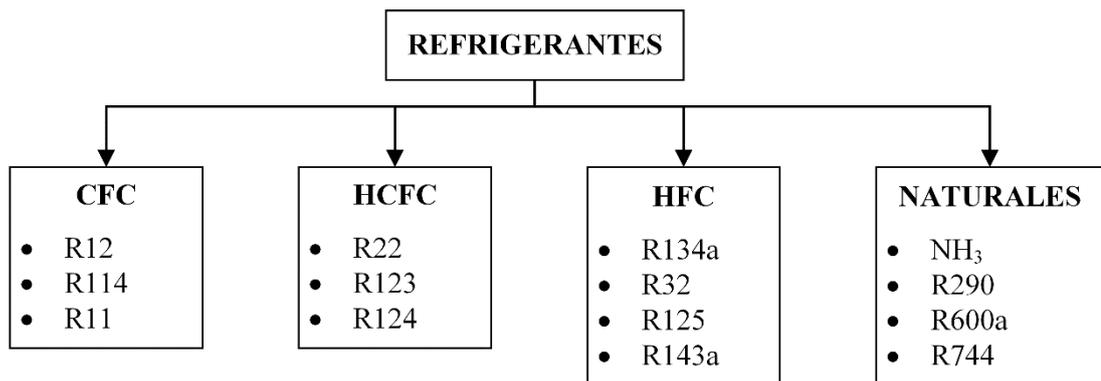


Figura 14 Clasificación de Refrigerantes [80].

Se tiene cuatro grupos importantes:

- a. Clorofluorocarbonos (CFC):** Son derivados de los hidrocarburos saturados formados por átomos de carbono, flúor y principalmente cloro, el cual tiende a reaccionar con las moléculas de O₃ presentes en la capa de ozono, ocasionando la destrucción de la misma.
- b. Hidroclorofluorocarbonos (HCFC):** Aparte de tener los mismos átomos que los Clorofluorocarbonos, presentan hidrógeno en su composición con el fin de disminuir el efecto nocivo del cloro, a pesar de ello siguen siendo agentes con una alta capacidad de reaccionar negativamente con la capa de ozono.
- c. Hidrofluorocarbonos (HFC):** Formados por hidrógeno, flúor y carbono no poseen cloro en su composición. A partir de su sintetización fueron puestos como los reemplazos de los refrigerantes mencionados anteriormente, aunque su daño sigue presente no es tan alto [80].
- d. Hidrocarburos (Naturales):** Son compuestos de hidrógeno y carbono que se encuentran en forma natural principalmente en el gas natural, en el petróleo y en gases de refinería. Son los reemplazos ideales de los CFC's, HCFC's y HFC's. ya que no afectan la capa de ozono y no generan efecto invernadero en la atmósfera al no contener flúor y cloro [81].

La Tabla 5 muestra los diferentes tipos de refrigerantes comúnmente utilizados en una bomba de calor, así como sus respectivas fórmulas químicas.

Tabla 5 Refrigerantes utilizados en una bomba de calor [82]

Fluido	Designación	Fórmula Química
Mezcla azeotrópica que contiene CFC	R 502	$\text{CHClF}_2/\text{CClF}_2\text{CF}_2$
	R 500	$\text{CCl}_2\text{F}_2/\text{CHF}_2\text{CH}_3$
CFC	R 12	CCl_2F_2
	R 114	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$
	R 11	CCl_3F
HCFC	R 22	CHClF_2
	R 124	CHClFCF_3
	R 142b	CH_3CClF_2
HFC	R 134a	CH_2FCF_3
	R 152a	CHF_2CH_3
Natural	C_3H_6	CH_2CHCH_3
	NH_3	NH_3
	C_3H_8	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$
	<i>iso</i> C_4H_{10}	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$
	<i>n</i> - C_4H_{10}	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$
	<i>iso</i> C_5H_{12}	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}(\text{CH}_3)_2$
	<i>n</i> - C_5H_{12}	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$
	H_2O	H_2O

La Figura 15 muestra la variación del coeficiente de rendimiento térmico para temperaturas del colector-evaporador que varían de 0 a 20 °C para los varios refrigerantes mencionados anteriormente [19].

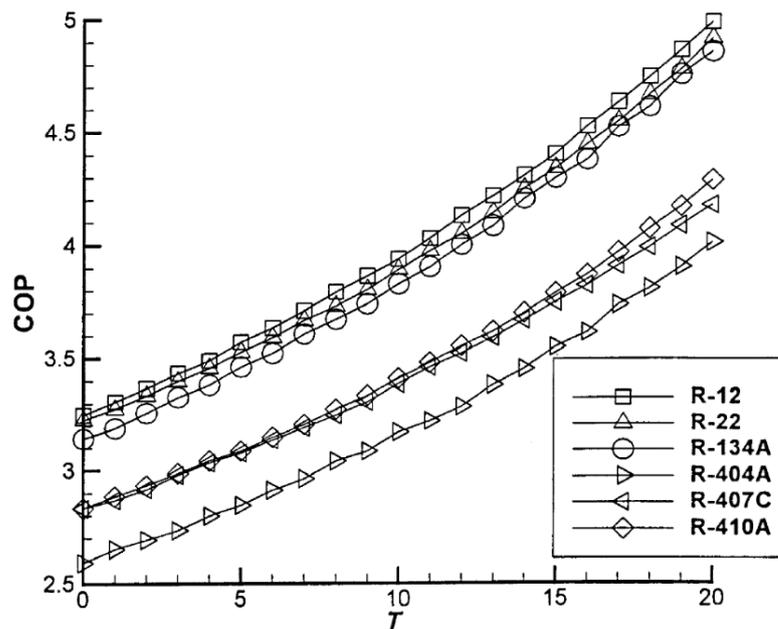


Figura 15 Comparación de COP para diferentes refrigerantes [19].

También pueden ser clasificados según: el *Ozone Depletion Potential* (ODP), que es un número relativo para comparar la degradación a la capa de ozono en comparación con el refrigerante con más daños causados hasta el momento el R11, y el *Global Warming Potential* (GWP), el cual es una medida de la cantidad de gases de efecto invernadero comparado con un kilogramo de dióxido de carbono en un tiempo determinado y por último el tiempo de vida en la atmósfera [83].

La Tabla 6 muestra los efectos ambientales de los diferentes tipos de refrigerantes, siendo los refrigerantes naturales los menos perjudiciales para el medio ambiente.

Tabla 6 Efectos ambientales de refrigerantes [83]

Tipo de Refrigerante	ODP	GWP (100 años)	Tiempo de vida en la atmósfera (años)
CFC	0.6 – 1	4750 – 14400	45 – 1700
HCFC	0.02 – 0.11	400 – 1800	1 – 20
HFC	0	140 – 11700	1 – 300
HFO	0	0 – 12	
Refrigerantes Naturales	0	0	Pocos días

A continuación, se muestra los efectos ambientales de algunos refrigerantes utilizados en bombas de calor de expansión directa con asistencia de energía solar (Tabla 7).

Tabla 7 ODP y GWP de refrigerantes utilizados en una BCAES-ED [84].

Refrigerantes	ODP	GWP
R11	1	3800
R12	1	8100
R22	0.055	1500
R142b	0.065	2000
R134a	0	1300
R407c	0	1520
R410a	0	1725
R600a	0	3

1.6.2. Ciclo de compresión de vapor

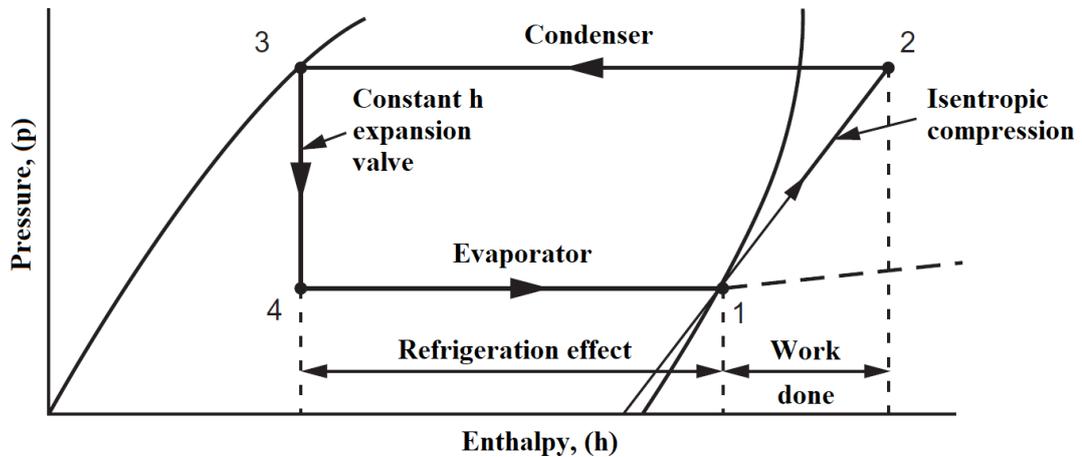


Figura 16 Diagrama P-h - Ciclo de compresión de vapor [85].

El refrigerante opera en un ciclo de compresión de vapor dentro de un sistema BCAES, como se observa en la Figura 16. El vapor saturado en el estado 1, con baja temperatura y presión, es comprimido isentrópicamente por el compresor para aumentar su temperatura y presión hasta alcanzar el estado 2; el vapor sobrecalentado entra en el condensador y se condensa en un proceso isobárico (estado 3) transfiriendo su calor al fluido que circula en el tanque de almacenamiento con una temperatura más baja; el refrigerante sub-enfriado se expandirá en un proceso isoentálpico mediante la válvula de expansión para obtener una disminución repentina de la presión y evaporarse parcialmente para reducir la temperatura saturada absorbiendo la energía solar capturada por el colector-evaporador. Así, después de la válvula de expansión, el refrigerante está en un estado mixto (líquido y gas) con baja temperatura y presión (estado 4) [6, 86, 87].

1.6.3. Cambio de fase de los refrigerantes

En cuanto a una definición termodinámica estado es un arreglo de partículas cuyas características lo definen en sólido, líquido o gaseoso, por lo tanto el cambio de fase es cuando pasa de uno de éstos estados a otro [88], los cambios aparecen al momento en el que el sistema deja de ser estable, en el caso de las sustancias puras como el refrigerante la presión y la temperatura están ligadas como indica en la Figura 17, éstos cambios se representan mediante diagramas de fase y que la pendiente de dicha

curva está ligada con la diferencia de energías y de volúmenes de ambas fases coexistentes, lo cual fue deducido por Clapeyron en 1834 [89].

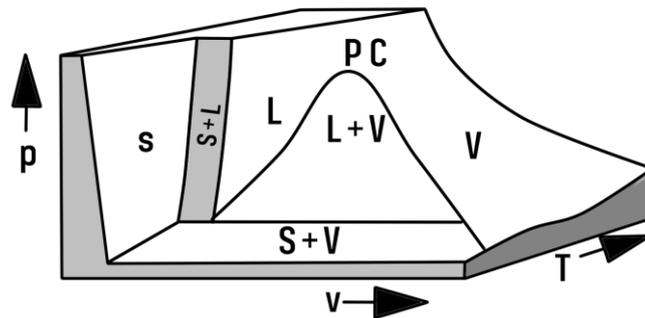


Figura 17 Diagrama P-v-T de refrigerantes [90].

El análisis térmico se prioriza al momento de determinar la composición de diferentes estados en un sistema, se procede a medir cada punto de cambio de fase y además de la capacidad térmica para tener conocimiento de las características de diferentes sustancias en toda la industria fisicoquímica [89, 90]. El diagrama P-T mostrado en la Figura 18 es la proyección dependiendo de v en la superficie P-v-T mostrada que compete a la ecuación de estado.

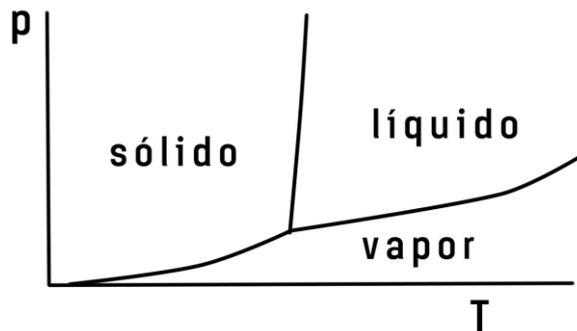


Figura 18 Diagrama P-T de refrigerantes [90].

Como se mencionó anteriormente sobre la relación de la presión y temperatura en los estados de fase ahora se muestra un análisis de relación entre presión y temperatura que es un caso que se presenta particularmente en la regla de las fases que propone Gibbs [88]. Para el equilibrio entre dos fases de una masa o un volumen de control aislado de una sustancia pura, los parámetros para definir la condición de equilibrio son la fracción másica, volumen y energía que se relaciona a un estado y la otra

condición de frontera serán las mismas, pero del siguiente estado en el que se analizará. Las ecuaciones para el estado de equilibrio son: la equidad de temperaturas y de presiones [91]. Para representar la ecuación se analizará en el equilibrio líquido-vapor, aunque se llegaría a un mismo resultado en algún cambio de fase. Por estar en estado de equilibrio $T_l = T_v$, $p_l = p_v$, $u_l = u_v$ [91] y considerando dos estados próximos $dT_l = dT_v$, $dp_l = dp_v$, así que al restar la ecuación presión en función del líquido de la presión en función de vapor en un punto presión y temperatura constante de la curva de saturación, se puede reemplazar $s_l - s_v = \frac{h_l - h_v}{T}$ para obtener:

$$\frac{dp}{dT}_{sat} = \frac{s_v - s_l}{v_v - v_l} \quad (2)$$

Donde:

- S : Entropía
- V : Volumen específico

Pese a que el líquido y el vapor no son capaces de coexistir en equilibrio a menos que presente que la temperatura se ubique entre el punto triple y el punto crítico, ahora hablando en la realidad se manifiestan estados metaestables en los que coexisten las dos fases estando bajo el punto triple, y se constata que la ecuación de Clapeyron se la puede aplicar [88].

1.6.4. Patrones de flujo y mapas de fase

Uno de los aspectos más difíciles de describir con el flujo de dos fases o flujo multifásico es el hecho de que puede tomar muchas formas diferentes, las distribuciones espaciales y las velocidades de las fases de líquido y vapor en el canal de flujo es un aspecto muy importante en el análisis del cambio de fase mencionado, Las caídas de presión y también los coeficientes de transferencia de calor son factores que generan los diferentes estados del flujo local [92].

Las estructuras de flujo observadas se definen como patrones de flujo de dos fases y estas tienen características de identificación particulares, mostrando diferentes

patrones de flujo se han categorizado de acuerdo con la dirección del flujo en relación con la aceleración gravitacional ya sea verticales y horizontales, pero de acuerdo al tema estudiado se definirán sólo las de forma horizontal ya que es la posición natural del colector evaporador [93]. Para el canal horizontal, la fuerza gravitacional tiende a drenar el líquido hacia el fondo del canal, lo que da como resultado un flujo estratificado, la fuerza gravitatoria que actúa sobre la fase líquida puede superarse mediante fuerzas cinéticas a altas velocidades de flujo, lo que hace que los flujos estratificados vuelvan a fluir de forma anular. A caudales muy altos, la película anular se adelgaza por la mayor presencia de vapor y todo el líquido se arrastra como gotas en esta fase. Este régimen de flujo se conoce como flujo de niebla [92, 93].

Los regímenes de flujo típicos, que incluyen vistas en sección transversal de la estructura de flujo, se representan en la Figura 19. En la entrada, el líquido entra a la temperatura más baja que la de saturación, en esta región, el flujo es monofásico. A medida que el líquido se calienta, la temperatura de la pared aumenta de forma correspondiente. A medida que la temperatura de la pared excede la temperatura de saturación, comienza la ebullición subenfriada, éste proceso pasa a través de regímenes de burbujeo, y aquí es cuando el flujo puede estratificarse o no estratificarse dependiendo de la velocidad del flujo. Como se puede observar, el secado del canal ocurre en la parte superior del tubo donde el espesor de la película es más delgado debido a la fuerza de la gravedad. La sequedad luego progresa alrededor del perímetro de arriba a abajo a lo largo del canal [92].

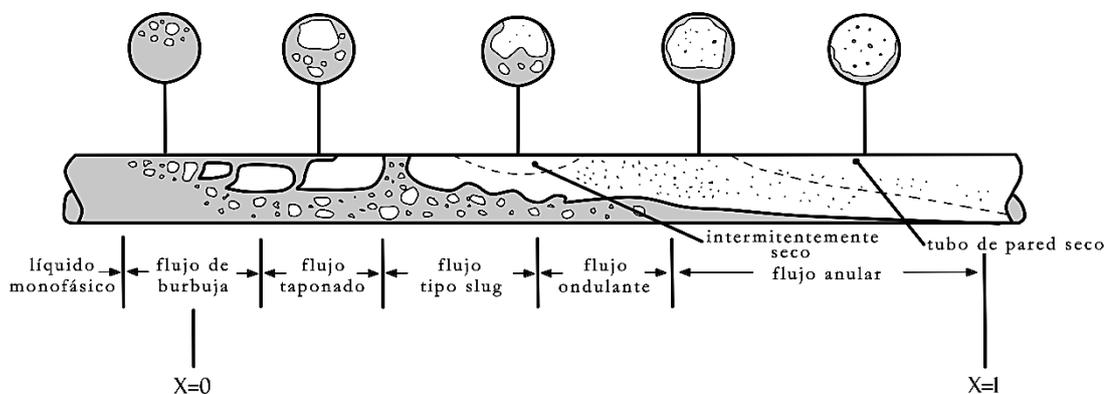


Figura 19 Patrones de flujo durante la evaporación en tubos horizontales [93].

1.6.4.1. Flujo burbujeante

El flujo burbujeante en el canal horizontal está fuertemente influenciado por la fuerza gravitacional. Debido a la flotabilidad, las burbujas se dispersan en el líquido con una mayor concentración en la mitad superior del canal. Este régimen típicamente ocurre a tasas de flujo más altas, porque a velocidades de flujo más bajas, la fuerza gravitacional tiende a drenar el anillo líquido hacia el fondo del canal, lo que resulta en un flujo estratificado [94].



Figura 20 Diagrama de flujo burbujeante [94].

1.6.4.2. Flujo estratificado

La fuerza de la gravedad juega un papel muy importante, porque el fluido con menor densidad siempre está por encima del fluido con mayor densidad. Los flujos estratificados son muy comunes en la naturaleza, por ejemplo, en el océano y en la atmósfera. En los flujos internos, el flujo estratificado se produce a bajas velocidades de líquido y gas. A medida que aumenta la velocidad del gas, la interfaz horizontal se vuelve más perturbada y pueden formarse olas [95].

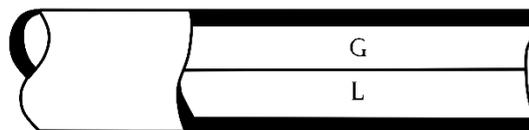


Figura 21 Diagrama de flujo estratificado [94].

1.6.4.3. Fluido Viscoso

Aumentando aún más la velocidad del gas, se generan olas y alcanzan la parte superior del tubo. Si el flujo será viscoso, depende especialmente de la fracción de vacío que causa la aglomeración de burbujas, el fluido viscoso viaja a una velocidad que es una fracción sustancial de la velocidad del gas y ocurre intermitentemente. Debido a que estas grandes porciones de gas están separadas unas de otras por viscosidades del mismo líquido, causan grandes fluctuaciones de presión y de caudal [94].



Figura 22 Diagrama de flujo viscoso [94].

1.6.4.4. Flujo anular

A mayores velocidades de flujo de gas, el líquido forma una película anular continua en la pared del canal, que se caracteriza por la presencia de una película líquida más espesa que fluye en la parte inferior. El gas fluye como una fase continua en el centro del tubo y el núcleo de flujo puede contener gotas de líquido arrastradas, además la velocidad del núcleo será lo suficientemente grande como para causar ondas de alta frecuencia y ondulaciones en la interfaz. Este régimen de flujo es particularmente estable y es el régimen de flujo deseado para el fluido de dos fases de alta calidad y alta velocidad [96].

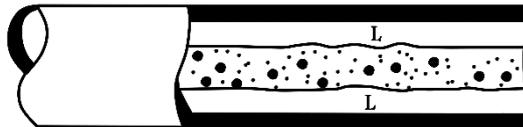


Figura 23 Diagrama de flujo anular [94].

1.6.4.5. Flujo de niebla

Es un régimen de flujo bifásico gas-líquido, se produce a velocidades y calidades muy altas. Estas condiciones hacen que la película líquida que fluye en la pared del canal se adelgace por la cizalladura del núcleo de gas en la interfaz hasta que se vuelve inestable y se destruye. El núcleo de flujo en el flujo de niebla arrastra todo el líquido en forma de gotas en la fase gaseosa. Las gotas pueden mojar la pared del tubo, pero esto ocurre intermitentemente y solo localmente, en el canal de mayor temperatura la presencia del régimen de flujo de niebla se acompaña de temperaturas de pared significativamente más altas junto a una alta fluctuación de las temperaturas de la pared [92].

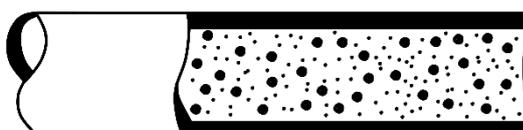


Figura 24 Diagrama de flujo de niebla [94].

CAPÍTULO II

SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R134a

El análisis y simulación del comportamiento del refrigerante dentro del colector-evaporador, se realizará con ayuda de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), utilizando el módulo *Fluent* de ANSYS, en donde se ingresará todos los parámetros necesarios para evaluar su desempeño con ayuda de los programas *Engineering Equation Solver* (EES), *CoolPack* y *Coolselector*.

2.1. Análisis matemático

Para determinar el comportamiento del refrigerante dentro del colector-evaporador se analizará varias ecuaciones de Transferencia de Calor y Termodinámica, para lo cual es necesario conocer ciertos parámetros ambientales locales y constantes (Tabla 8 y Tabla 9), los cuales se tomaron de diferentes autores además del uso del programa *Engineering Equation Solver* (EES).

Tabla 8 Parámetros geográficos y ambientales – Quito

Descripción	Valor	Referencia
Latitud	-0.225 °N	NASA [97]
Longitud	-78.525 °E	NASA [97]
Zona Horaria (+-GMT)	-5	NASA [97]
Presión atmosférica	72961.5 Pa	Jones et al. [98]
Velocidad promedio del viento	2.5 m/s	Quito Ambiente [99]

Tabla 9 Especificaciones del colector-evaporador [100]

Colector-evaporador	
Tipo	Rollbond
Material	Cobre
Área (m ²)	0.02
Espesor (mm)	1.5
Diámetro interior (mm)	7
Conductividad térmica (W/m-K)	387.6
Densidad (kg/m ³)	8978
Emisividad	0.1

Los valores de las temperaturas y presiones tanto a la entrada como a la salida del colector-evaporador fueron obtenidos de manera experimental por Simbaña et al. [2], así como los valores de la temperatura ambiente y de la radiación incidente en la ciudad de Quito (Tabla 10).

Tabla 10 Resultados experimentales del colector-evaporador [2].

Tiempo	Colector-evaporador				Temperatura ambiente (K)	Radiación (W/m ²)
	Entrada		Salida			
	Temperatura (K)	Presión (kPa)	Temperatura (K)	Presión (kPa)		
09:00	275.49	224.08	287.36	218.47	295.55	539.80
10:00	279.27	313.71	298.79	302.69	297.05	573.50
11:00	285.15	322.5	311.17	317.76	299.65	860.31
12:00	281.66	282.69	302.58	271.66	297.05	712.60

2.1.1. Análisis termodinámico del colector-evaporador

Para un proceso general de estado estable y flujo constante, la energía, el flujo másico y la ecuación de equilibrio exergético se aplican para encontrar la entrada de, la tasa de pérdidas de energía, la tasa de pérdida de exergía y la eficiencia de energía y exergía respectivamente [101].

2.1.1.1. Balance de masa y energía

En la siguiente sección, se presenta el análisis termodinámico del colector-evaporador de placa plana al descubierto de una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa, las ecuaciones básicas que describen su comportamiento térmico se presentan partiendo desde el análisis de flujos:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (3)$$

Donde:

\dot{m}_{in} : Flujo másico del refrigerante a la entrada del colector-evaporador

\dot{m}_{out} : Flujo másico del refrigerante a la salida del colector-evaporador

Para cada proceso de refrigeración por compresión de vapor, la ecuación general para balance de energía en régimen estacionario [102, 103]:

$$q + w = (q_{int} - q_{out}) + (w_{int} - w_{out}) = h_{out} - h_{int} \quad (4)$$

Donde:

q : Flujo de calor

w : Trabajo

h : Entalpía

El principio de conservación de la energía para diseñar y analizar una bomba de calor; generalmente se presenta como [102, 103]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r (\Delta h) \quad (5)$$

Para iniciar se realiza el balance de la tasa de energía en el sistema [104]:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (6)$$

Donde:

\dot{Q}_H : Calor de alta

\dot{Q}_L : Calor de baja

En el evaporador, puesto que es el encargado de depositar una cierta cantidad de calor del exterior, se presenta de la siguiente manera la ecuación de balance de energía [103, 104]:

$$\dot{m}_r h_4 + \dot{Q}_L = \dot{m}_r h_1 \quad (7)$$

Y para indicar el balance de entropía, con la presencia de los términos \dot{Q}_L y T_L se tiene:

$$\dot{m}_r s_4 + \frac{\dot{Q}_L}{T_L} + \dot{S}_{gen,4-1} = \dot{m}_r s_1 \quad (8)$$

Donde:

T_L : Temperatura de baja

$\dot{S}_{gen,4-1}$: Entropía generada en los estados 4 y 1

A continuación, se indica la ecuación en la cual se represente el calor absorbido neto que se compone del calor útil y el calor por pérdidas [105]:

$$\dot{Q}_{neta} = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{loss} \quad (9)$$

Donde:

\dot{Q}_{neta} : Tasa de calor total absorbido por el colector-evaporador

\dot{Q}_u : Tasa de calor útil ganado por el colector-evaporador

\dot{Q}_{loss} : Tasa de calor perdida por el colector-evaporador

El calor neto se puede calcular en este caso tomando en cuenta solo el calor absorbido mas no el reflejado ni el transmitido por lo que se usan las constantes respectivas y añadiendo los términos de conducción y convección con el ambiente [106, 105].

$$\dot{Q}_{neta} = \alpha_s G_{solar} + \varepsilon \tau T_{sky}^4 - \varepsilon \tau T_s^4 - h(T_s - T_\infty) \quad (10)$$

Donde:

α_s : Absortividad del colector-evaporador

G_{solar} : Constante solar

\mathcal{E} : Emisividad del colector-evaporador

τ : Constante de Stefan Boltzmann

T_{sky} : Temperatura del cielo

T_s : Temperatura superficial del colector-evaporador

h : Coeficiente convectivo de transferencia de calor

T_∞ : Temperatura ambiente

La temperatura del cielo se usa como referencia de acuerdo a la ecuación citada por Bellos et al. [105].

$$T_{sky} = 0.0552T_\infty^{1.5} \quad (11)$$

El calor útil puede ser representado de tres formas las cuales coinciden con el balance energético realizado [101, 106].

$$\dot{Q}_u = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) = A_s [I(\tau\alpha) - U_L(T_s - T_\infty)] \quad (12)$$

Donde:

A_s : Área superficial del colector-evaporador

I : Intensidad de la radiación solar

$\tau\alpha$: Transmisividad y absortividad del colector-evaporador

U_L : Coeficiente de pérdida de energía

Para finalizar las pérdidas de calor en la parte frontal, trasera y en los respectivos bordes se pueden definir como [106]:

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_{top-loss} + \dot{Q}_{back-loss} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{top-loss} = A_s h_{in} (T_r - T_s) + A_s \tau \left(\frac{1}{\varepsilon_s} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1 \right)^{-1} (T_r^4 - T_s^4) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{back-loss} = A_s h_{out} (T_s - T_\infty) + A_s \tau \varepsilon_c (T_s^4 - T_{sky}^4) \quad (15)$$

2.1.1.2. Exergía

Es una propiedad termodinámica para poder determinar la cantidad de trabajo útil de una determinada cantidad de energía, en este caso representado como el calor del colector hacia el refrigerante que se puede alcanzar por la interacción con la radiación y convección que recibe. La variación de esta propiedad solo depende de los estados inicial y final del proceso [101].

2.1.1.3. Transferencia de calor

Es un fenómeno el cual transmite energía y entropía de un lugar a otro, manifestándose en forma de conducción, convección y radiación, por lo tanto, rigen ciertas ecuaciones y métodos de cálculo que se pueden corroborar con la investigación experimental de Simbaña et al. [2].

2.1.1.4. Flujo másico

Siguiendo con el proceso se debe definir al flujo másico como la cantidad de fluido que atraviesa un área transversal en determinado tiempo.

$$\dot{m} = \rho V A_c \quad (16)$$

$$A_c = \pi r^2 \quad (17)$$

Donde:

ρ : Densidad

A_c : Área transversal

2.1.1.5. Convección interna forzada

Es una condición en la cual el fluido es forzado a fluir mediante un ventilador o bomba a través de un conducto con ciertas características para completar la transferencia de calor, por lo tanto, el número de Reynolds el cual presenta las viscosidades cinemática o dinámica junto con el número de Prandtl nos permite obtener el número de Nusselt y así obtener el calor que posee el refrigerante, teniendo en cuenta el área del colector-evaporador para poder determinar el flujo de calor sobre el área, nos permite calcular ciertos parámetros de simulación si fuera el caso de no poseer las herramientas computacionales del EES, entre otros.

$$\text{Re} = \frac{VD_H}{\nu} \quad (18)$$

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^n \quad (19)$$

$$\dot{Q} = mC_p(T_{out} - T_{in}) \quad (20)$$

$$A_s = \pi\phi L \quad (21)$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{A_s} \quad (22)$$

Donde:

Re: Número de Reynolds

D_H : Diámetro hidráulico

V: Velocidad

Nu: Número de Nusselt

Pr: Número de Prandtl

n: Coeficiente de calentamiento o enfriamiento

C_p : Calor específico

A_s : Área superficial

2.2. ANSYS Fluent

Fluent es una herramienta que utiliza la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y ofrece la capacidad de modelar geometrías complejas, además de una amplia gama de problemas de flujo de fluidos como: incompresibles, compresibles, laminares y turbulentos, a través de distintos modelos matemáticos para fenómenos de transporte (como transferencia de calor y reacciones químicas) [107, 108, 109].

2.2.1. Modelos matemáticos reportados en Ansys

2.2.1.1. *Mixture Model*

Es un modelo simplificado que puede usarse para modelar flujos multifásicos donde todas las fases se mueven a las mismas o a diferentes velocidades. Este modelo puede modelar n fases resolviendo las ecuaciones de momento, continuidad y energía de la mezcla, las ecuaciones de la fracción volumétrica para las fases secundarias y expresiones algebraicas para las velocidades relativas.

El *Mixture Model* es un gran sustituto para el modelo multifásico de *Euler* en varios casos. Un modelo multifásico completo no puede ser factible al momento que se presenta una amplia distribución de la fase en partículas o cuando las leyes de interfase son desconocidas o su confiabilidad puede ser cuestionada. Un modelo más simple como el *Mixture Model* puede funcionar tan bien como un modelo multifásico completo mientras se resuelve un número menor de variables que el modelo multifásico completo [109].

Ecuaciones gobernantes de *Mixture Model*

a. Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad expresa conservación de la masa de un fluido y se define como [109]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (23)$$

Donde \vec{v}_m es la velocidad promedio de la masa:

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_k}{\rho_m} \quad (24)$$

y ρ_m es la densidad de la mezcla:

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad (25)$$

α_k es la fracción volumétrica de la fase k .

b. Ecuación de momento

La ecuación de momento puede obtenerse sumando las ecuaciones de momento individuales para todas las fases. Puede expresarse como [109]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla_p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} \dots \\ \dots + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k} \right) \end{aligned} \quad (26)$$

Donde n es el número total de fases, \vec{F} es la fuerza del cuerpo, y μ_m es la viscosidad que presenta la mezcla:

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad (27)$$

$\vec{v}_{dr,k}$ es la derivada de la velocidad para la fase secundaria k :

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_k - \vec{v}_m \quad (28)$$

c. Ecuación de energía

La ecuación de energía toma la forma siguiente [109]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^n (\alpha_k \rho_k E_k) + \nabla \cdot \sum_{k=1}^n (\alpha_k \vec{v}_k (\rho_k E_k + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \cdot \nabla T) + S_E \quad (29)$$

Donde k_{eff} es la conductividad efectiva $\left(\sum_{k=1}^n (\alpha_k (k_k + k_t)) \right)$, y k_t es la conductividad térmica turbulenta concretada de acuerdo con el modelo de turbulencia empleado. El primer término en el lado derecho de la Ecuación 29 representa la transferencia de energía debido a la conducción, mientras que el segundo término (S_E) incluye cualquier otra fuente de calor volumétrica.

En la Ecuación 29 el término E_k puede expresarse como:

$$E_k = h_k - \frac{\rho}{\rho_k} + \frac{v_k^2}{2} \quad (30)$$

para una fase compresible, y $E_k = h_k$ para una fase incompresible, donde h_k es la entalpía sensible para la fase k .

d. Ecuación de fracción volumétrica para las fases secundarias

De la ecuación de continuidad para la fase secundaria p , la ecuación de la fracción volumétrica para la fase secundaria p puede ser obtenida de la siguiente manera [109]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \rho_p) + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{v}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{v}_{dr,p}) + \sum_{q=1}^n \left(\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq} \right) \quad (31)$$

2.2.1.2. Euler Model

Euler Model es el más complicado de los modelos multifase en ANSYS *Fluent*, que resuelve un agregado de ecuaciones de momento y continuidad para cada etapa. El ajuste se logra a través de los coeficientes de intercambio de presión e interfase, la forma en que se maneja este acoplamiento depende del tipo de fases implicadas; mientras que el cambio de momentos entre las fases depende también del tipo de mezcla que se está modelando [109].

Ecuaciones gobernantes de *Euler Model*

a. Ecuación de fracción volumétrica

Las fracciones volumétricas figuran la zona ocupada por cada fase, y las leyes de conservación de masa y de momento son satisfechas por cada fase particularmente.

El volumen de la fase q , V_q , se define por [109]:

$$V_q = \int_V \alpha_q dV \quad (32)$$

Donde

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (33)$$

La densidad efectiva de la fase q es:

$$\hat{\rho}_q = \alpha_q \rho_q \quad (34)$$

donde ρ_q es la densidad física de la fase q .

La ecuación de fracción volumétrica puede resolverse mediante discretización implícita o explícita en el tiempo.

b. Ecuación de continuidad

La fracción volumétrica de cada fase se calcula a partir de una ecuación de continuidad [109]:

$$\frac{1}{\rho_{rq}} \left(\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \right) \quad (35)$$

Donde ρ_{rq} es la densidad de referencia de la fase, o la densidad promedio del volumen de la fase q^{th} en el dominio de la solución.

La solución de esta ecuación para cada fase secundaria, junto con la condición de que la suma de todas las fracciones volumétricas es igual a uno, permite calcular la fracción volumétrica de la fase primaria.

c. Ecuación de momento fluido-fluido

La conservación del momento para un fluido q es [109]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = & -\alpha_q \nabla_p + \nabla \cdot \bar{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \dots \\ & \dots + \sum_{p=1}^n \left(K_{pq} (\vec{v}_p - \vec{v}_q) + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{v}_{qp} \right) \dots \quad (36) \\ & \dots + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{wl,q} + \vec{F}_{vm,q} + \vec{F}_{td,q}) \end{aligned}$$

Donde $\bar{\tau}_q$ es el tensor de tensión-deformación de la fase q^{th}

$$\bar{\tau}_q = \alpha_q \mu_q \left(\nabla \vec{v}_q + \nabla \vec{v}_q^T \right) + \alpha_q \left(\lambda_q - \frac{2}{3} \mu_q \right) \nabla \cdot \vec{v}_q \bar{I} \quad (37)$$

Aquí μ_q y λ_q son la viscosidad de corte y de volumen de la fase q , \vec{F}_q es una fuerza externa, $\vec{F}_{lift,q}$ es una fuerza de sustentación, $\vec{F}_{wl,q}$ es una fuerza de

lubricación de la pared, $\vec{F}_{vm,q}$ es una fuerza virtual de masa, y $\vec{F}_{td,q}$ es una fuerza de dispersión turbulenta (sólo en el caso de flujo turbulento).

d. Ecuación de energía

Para describir la conservación de la energía en aplicaciones multifásicas Eulerianas, se puede escribir una ecuación de entalpía separada para cada fase [109]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q h_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{u}_q h_q) = \alpha_q \frac{\partial p_q}{\partial t} + \bar{\tau}_q : \nabla \vec{u}_q - \nabla \cdot \vec{q}_q \dots \\ \dots + S_q + \sum_{p=1}^n \left(Q_{pq} + \dot{m}_{pq} h_{pq} - \dot{m}_{qp} h_{qp} \right) \end{aligned} \quad (38)$$

Donde h_q es la entalpía específica de la etapa q^{th} , \vec{q}_q es el flujo de calor, S_q es un término incluye fuentes de entalpía, Q_{pq} es la intensidad del intercambio de calor entre las fases p^{th} y q^{th} , y h_{pq} es la entalpía de interfase. El intercambio de calor entre las fases tiene que cumplir con las condiciones de equilibrio locales $Q_{pq} = -Q_{qp}$ y $Q_{qq} = 0$.

2.2.1.3. Rosseland Radiation Model

Rosseland Model es válido cuando el medio es ópticamente grueso $((a + \sigma_s)L \gg 1)$, y se recomienda cuando el espesor óptico es superior a 3. El vector de flujo de calor radioactivo en un medio gris puede ser aproximado por [109]:

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (39)$$

Donde Γ está dado por:

$$\Gamma = \frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \quad (40)$$

y a es el coeficiente de absorción, σ_s es el coeficiente de dispersión, G es la radiación incidente, y C es el coeficiente de la función de fase lineal-anisotrópica.

Dado que el flujo de calor radiactivo tiene la misma forma que la ley de conducción de Fourier, es posible escribir

$$q = q_c + q_r \quad (41)$$

$$q = -(k + k_r)\nabla T \quad (42)$$

$$k_r = 16\sigma\Gamma n^2 T^3 \quad (43)$$

Donde k es la conductividad térmica y k_r es la conductividad radiactiva.

2.2.1.4. Solar Load Model

Solar Load Model permite calcular los efectos de radiación de los rayos solares que entran en un dominio computacional, además de incluir una calculadora solar que puede usarse para construir la ubicación del sol en el cielo durante un día, fecha y posición determinada [108].

Calculadora solar

La calculadora solar incluida en el *Solar Load Model* permite calcular la dirección del haz solar y la irradiación, introduciendo los siguientes parámetros [108]:

- Posición Global
- Fecha
- Tiempo
- Orientación de la malla
- Factor solar

La ecuación para la irradiación solar difusa en una superficie vertical está dada por:

$$E_d = CYE_{dn} \quad (44)$$

E_{dn} es la irradiación normal directa en la superficie terrestre en un día despejado:

$$E_{dn} = \frac{A}{\frac{B}{e^{\sin(\beta)}}} \quad (45)$$

Donde A es la irradiación solar aparente en la masa de aire, B el coeficiente de extinción atmosférica, y β es la altitud solar (en grados) por encima de la horizontal.

Mientras que la ecuación para la irradiación solar difusa en una superficie no vertical es:

$$E_d = CE_{dn} \frac{(1 + \cos \varepsilon)}{2} \quad (46)$$

Donde ε es el ángulo de inclinación de la superficie (en grados) desde el plano horizontal.

La ecuación para la irradiación solar reflejada en el suelo sobre una superficie puede expresarse como:

$$E_r = E_{dn}(C + \sin \beta)\rho_g \frac{(1 - \cos \varepsilon)}{2} \quad (47)$$

Donde ρ_g es la reflectividad del suelo. La irradiación total difusa en una superficie dada es la suma de E_d y E_r cuando la entrada para la radiación solar difusa se toma de la calculadora solar.

2.2.2. Análisis computacional

2.2.2.1. Diseño del colector-evaporador

La geometría 3D del colector-evaporador se realizó en Autodesk Inventor Professional 2016 [110], como se muestra en la Figura 25, con las especificaciones indicadas en la Tabla 9.

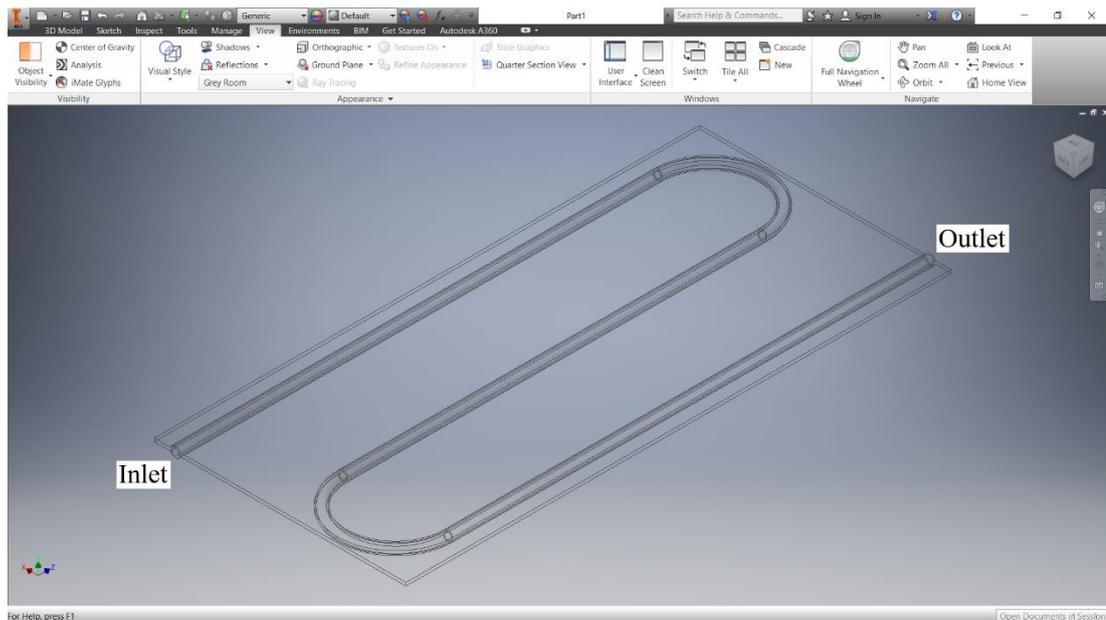


Figura 25 Diseño 3D colector-evaporador. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

2.2.2.2. Simulación CFD

El refrigerante R134a fue seleccionado como el fluido de trabajo para el funcionamiento de la bomba de calor, al ser el más utilizado actualmente y el que presenta mayores valores de COP como se puede apreciar en la Tabla 1. Las propiedades del refrigerante fueron obtenidas utilizando el software *Engineering Equation Solver* (EES) [100], las cuales serán ingresadas de manera manual en el simulador.

Tabla 11 Propiedades R134a [100]

R134a (CF ₃ CH ₂ F)		
Propiedades	Líquido	Vapor
Densidad (kg/m ³)	1206	6.24
Calor Específico (J/kg-K)	1440	852
Conductividad Térmica (W/m-K)	0.0824	0.0144
Viscosidad (kg/m-s)	1.9525E-04	1.1687E-05
Peso Molecular (kg/kgmol)	102.03	102.03
Entalpía de estado estándar (J/kgmol)	0	2.21E+07
Temperatura de referencia (K)	298.15	298.15

Para el análisis CFD se utilizó ANSYS *Fluent* 16. La discretización del dominio computacional se realizó considerando una malla estructurada (Figura 26) que consta de elementos tetraédricos con un tamaño de 0.8 mm para la parte del fluido y de 1 mm para la parte sólida. El número de elementos y de nodos registrados en el mallado son de 5561562 y 1078021 respectivamente.

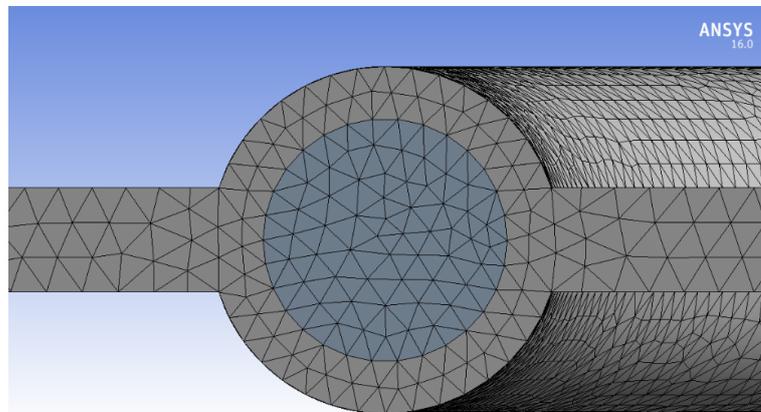


Figura 26 Mallado del colector-evaporador. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

La oblicuidad, es una opción de mallado que permite evaluar la calidad de la malla del dominio computacional, esta determina que tan cerca está la geometría de una cara o celda de ser un triángulo equilátero o un cuadrado [107, 108, 109]. La Tabla 12 enumera un rango de valores de oblicuidad con su respectiva calidad.

Tabla 12 Oblicuidad del mallado [109]

Valor de la oblicuidad	Calidad de la celda
1	Decadente
0.9 - <1	Muy mala
0.75 - 0.9	Mala
0.5 - 0.75	Regular
0.25 - 0.5	Buena
>0 - 0.25	Excelente
0	Equilátero

En tanto, la calidad del elemento proporciona una métrica de calidad combinada del mallado que oscila entre 0 y 1. Esta métrica se basa en la raíz cuadrada del cubo de la suma de todas las longitudes de los bordes elevadas al cuadrado para los elementos 3D, como se muestra en la siguiente ecuación:

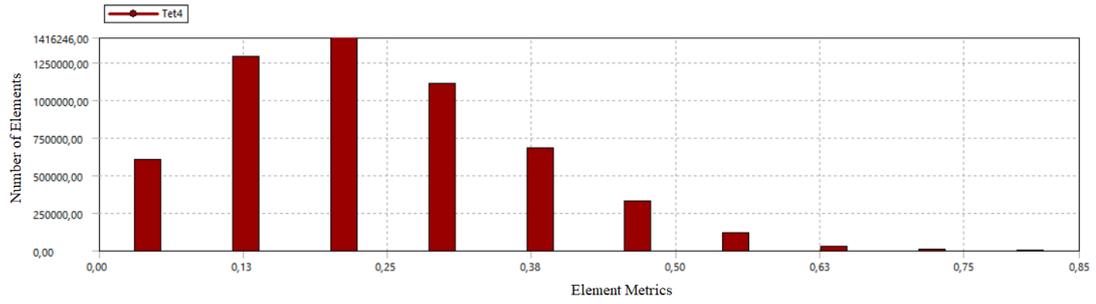
$$Quality = C \left[\frac{volume}{\sqrt{\left[\sum (Edge\ length)^2 \right]^3}} \right] \quad (48)$$

La Tabla 13 muestra el valor de C para cada tipo de elemento:

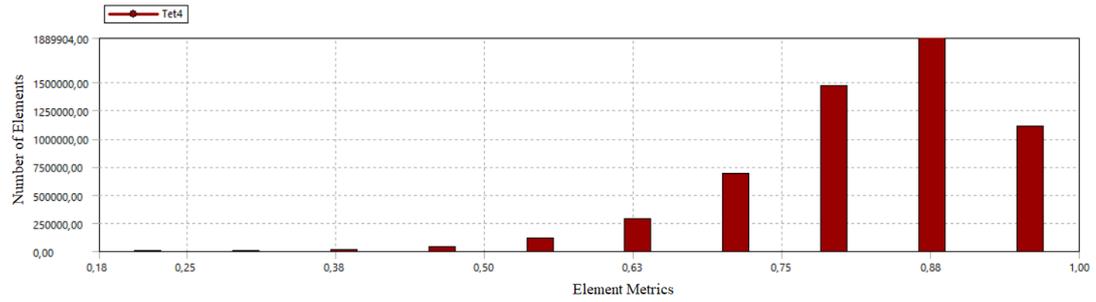
Tabla 13 Valor de C – Calidad del elemento [109]

Elemento	Valor de C
Triangle	6.92820
Quadrangle	4
Tetrahedron	124.7076
Hexahedron	41.5692
Wedge	62.3538
Pyramid	96

Un valor de 1 indica un cubo o cuadrado perfecto, mientras que un valor de 0 indica que el elemento posee un volumen negativo o que carece de él [107, 108, 109]. En la Figura 27 se puede observar que la oblicuidad de los elementos que conforman el mallado computacional presenta un valor promedio de 0.23, mientras que calidad del elemento posee un promedio de 0.82.



(a)



(b)

Figura 27 (a) Oblicuidad (b) Calidad del elemento. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

Luego de examinar los distintos modelos matemáticos reportados en ANSYS *Fluent*, los modelos *Euler Model (Evaporation-Condensation)*, *Energy* y *Viscosity (k-epsilon)* fueron escogidos para la realización de las siguientes simulaciones CFD como se observa en la Figura 28, siendo estos los más idóneas para analizar el cambio de fase del refrigerante, el cual se encuentra en estado turbulento, además de la transferencia de calor del medio ambiente hacia el fluido.

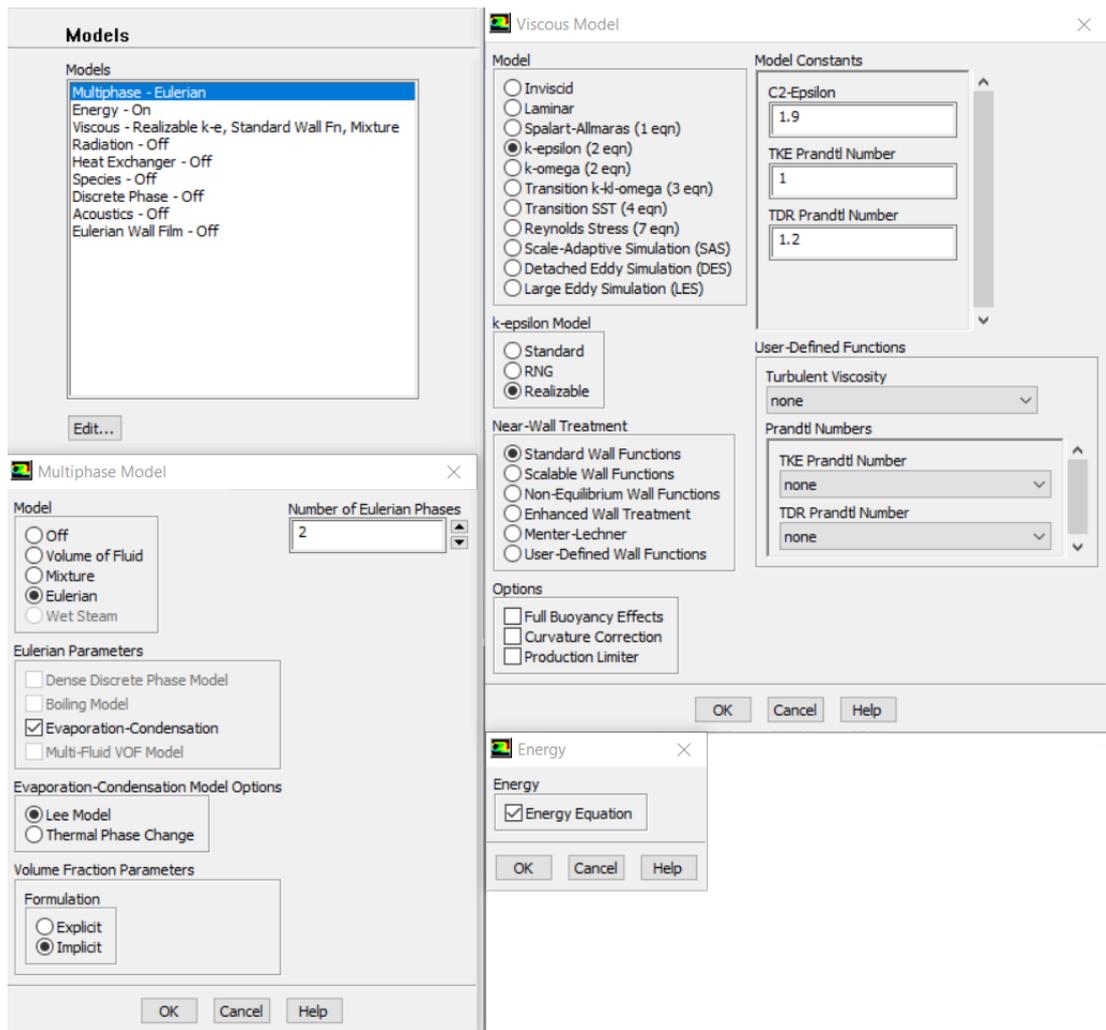


Figura 28 Modelos matemáticos utilizados en ANSYS Fluent. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

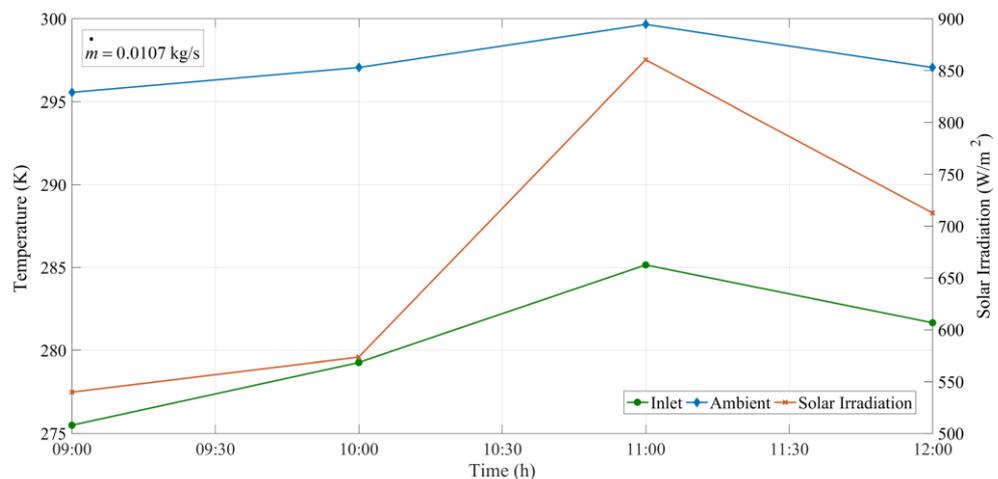


Figura 29 Parámetros de funcionamiento. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

Los parámetros de funcionamiento del colector-evaporador utilizados en el modelo computacional se muestran en la Figura 29, los cuales representan los valores de la temperatura de entrada del refrigerante, flujo másico, temperatura ambiente y radiación solar obtenidos experimentalmente por Simbaña et al. [2]. Los mismos que serán ingresados de manera manual en el procesador como se observa en la Figura 30, con el fin de delimitar las condiciones de borde a las cuales estarán sujetas nuestras simulaciones.

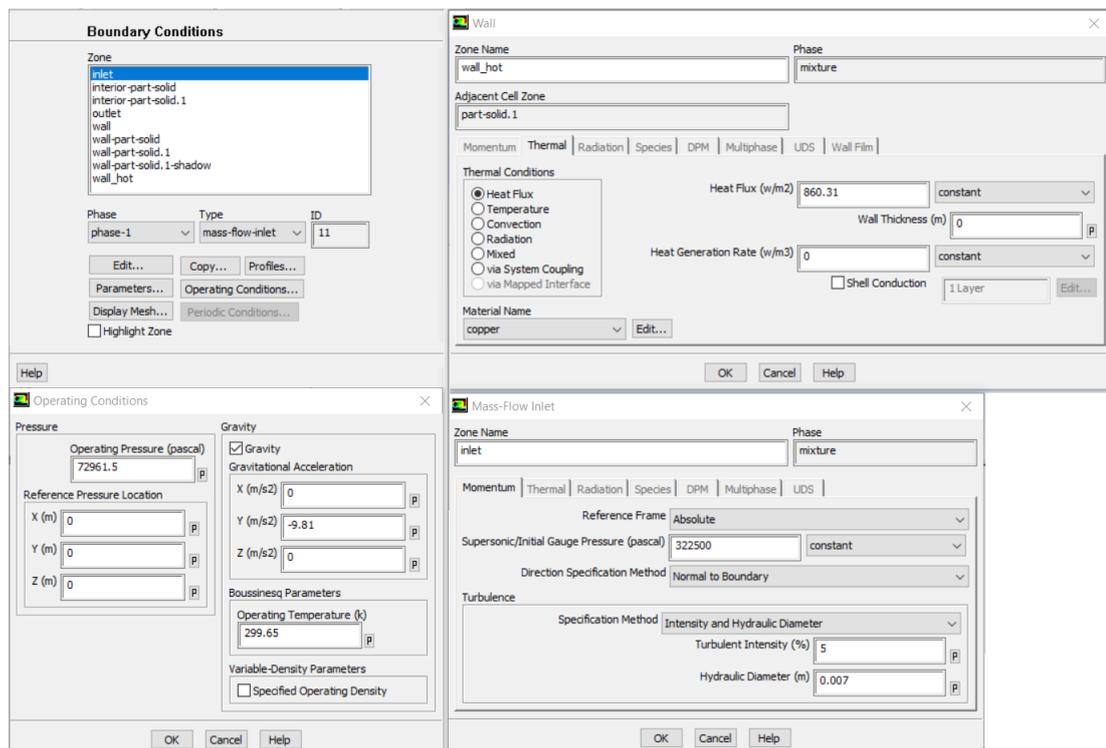


Figura 30 Determinación de condiciones de borde en ANSYS Fluent. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

Con este procedimiento se obtendrán los resultados CFD del comportamiento del refrigerante 134a dentro del colector-evaporador, los cuales serán analizados a detalle en el siguiente capítulo, además de compararlos con los valores obtenidos de manera experimental.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados obtenidos en cada una de las simulaciones realizadas en el capítulo anterior servirán para analizar el comportamiento del refrigerante R134a dentro del colector-evaporador. Para poder realizar las respectivas simulaciones se procedió con la información del trabajo experimental propuesto por Simbaña et al. [100] en cuanto se refiere a los datos de radiación solar medidos en diferentes fechas del año 2017, resumidas en las Figuras 31 y 32 respectivamente.

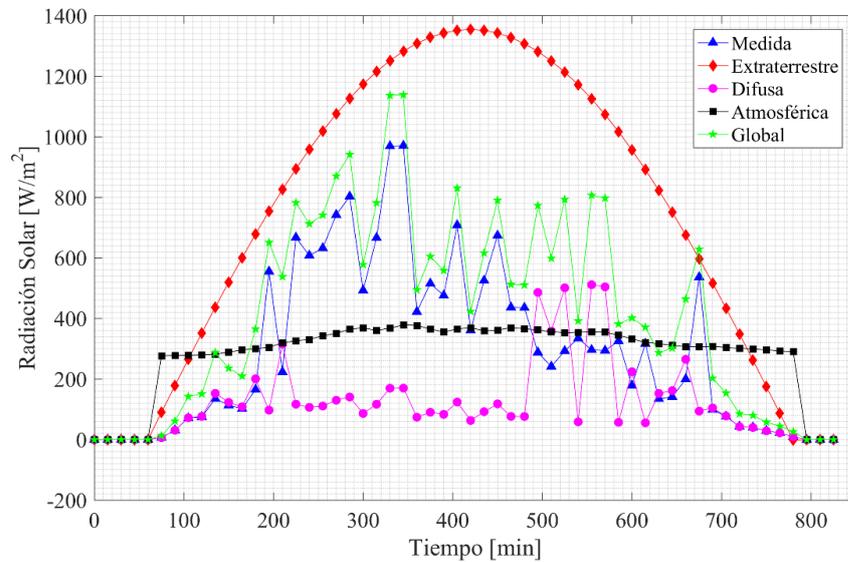


Figura 31 Variación de la radiación solar (16-Sep-2017) [100].

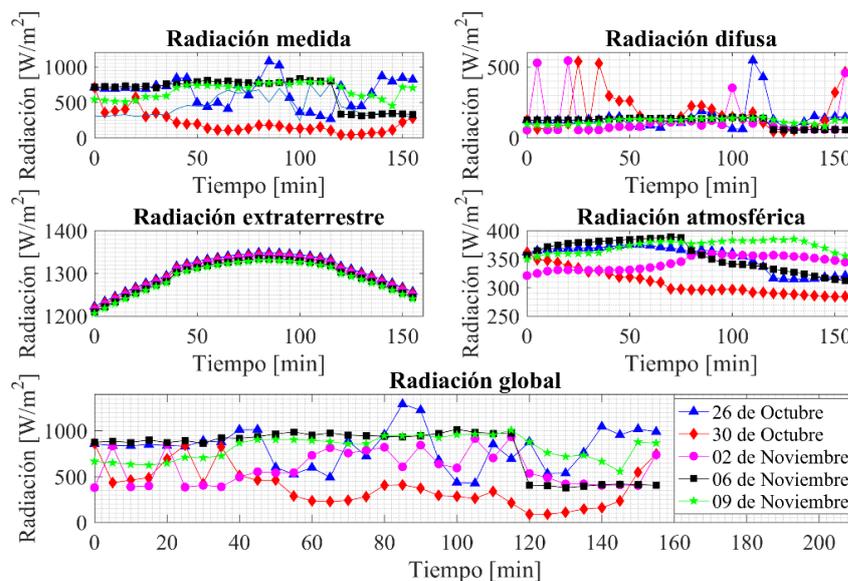


Figura 32 Radiación solar [100].

3.1. Validación de la simulación CFD

Para la corroboración y validación de la simulación antes realizada, se replicó la simulación elaborada por Gunjo et al. [1] en su investigación “*CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition*”, en donde las temperaturas obtenidas tanto en la parte superior como inferior del colector (Figura 33) son similares a las obtenidas por Gunjo et al. [1] (Figura 34), mientras que las variaciones de temperatura del agua a lo largo de la tubería y en la salida (Figura 35) difieren un poco de las mostradas en su investigación (Figura 36) debido a que se desconocen algunos factores ambientales propios del lugar en donde se realizó la simulación tales como: presión atmosférica, altitud, velocidad del viento, entre otros.

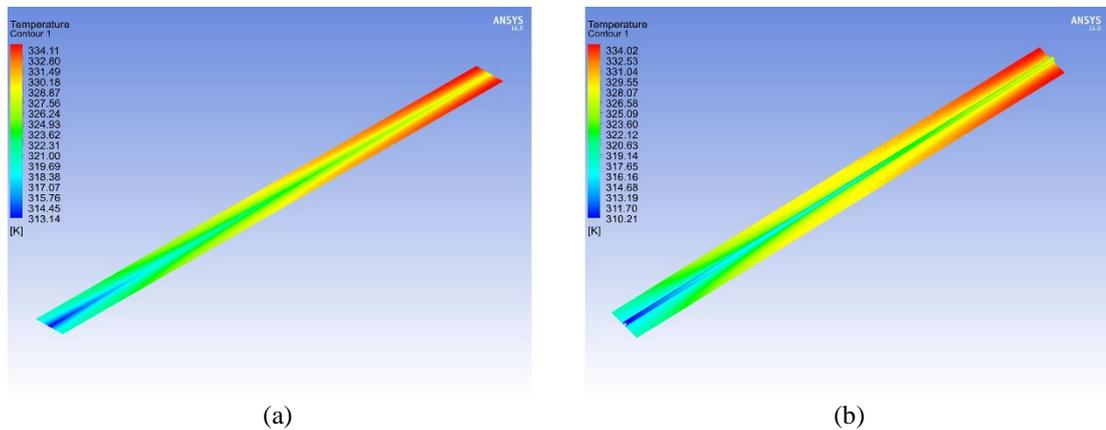


Figura 33 (a) Variación de la temperatura en la parte superior del colector (b) Variación de la temperatura en la parte inferior del colector. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

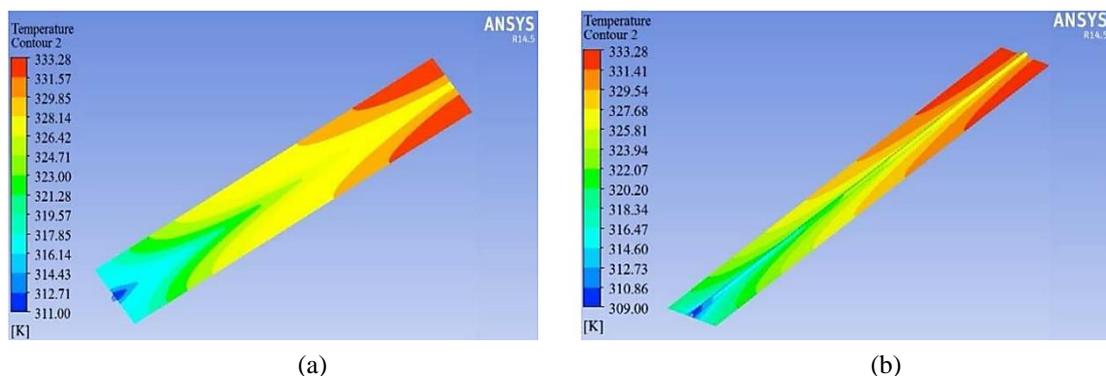


Figura 34 (a) Simulación de la variación de la temperatura en la parte superior del colector de Gunjo et al. (b) Simulación de la variación de la temperatura en la parte superior del colector de Gunjo et al. [1].

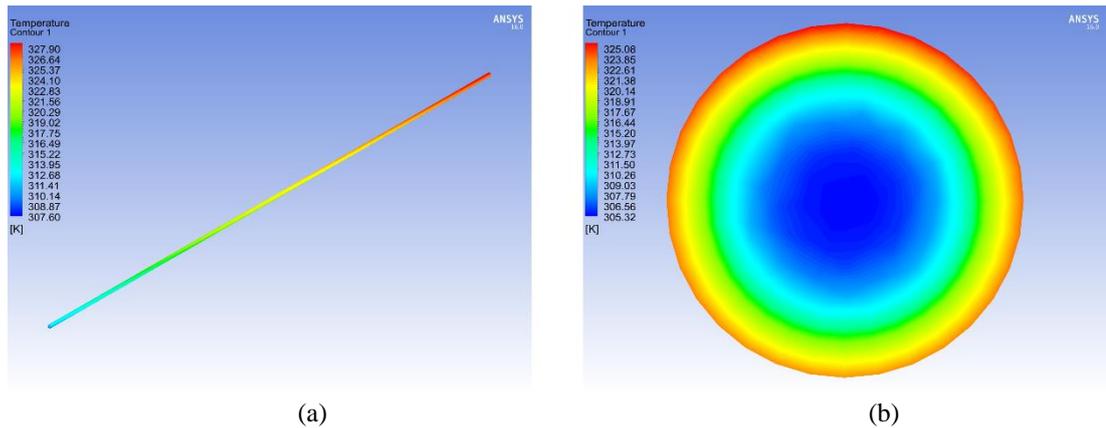


Figura 35 (a) Variación de la temperatura del agua a lo largo de la tubería (b) Variación de la temperatura del agua a la salida de la tubería. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

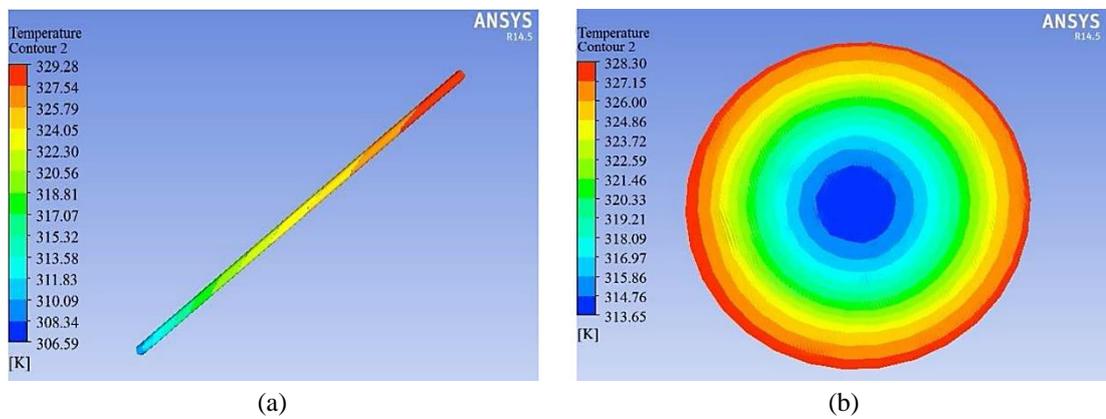


Figura 36 (a) Simulación de la variación de la temperatura del agua a lo largo de la tubería de Gunjo et al. (b) Simulación de la variación de la temperatura del agua a la salida de la tubería de Gunjo et al. [1].

3.2. Análisis e interpretación de resultados

Los resultados CFD obtenidos muestran las variaciones de: (a) la fracción volumétrica de la fase líquida, (b) la fracción volumétrica de la fase gaseosa, (c) la temperatura del refrigerante a lo largo del canal de flujo, y (d) la presión del refrigerante a las 11:00, hora en la cual se presenta la mayor radiación medida.

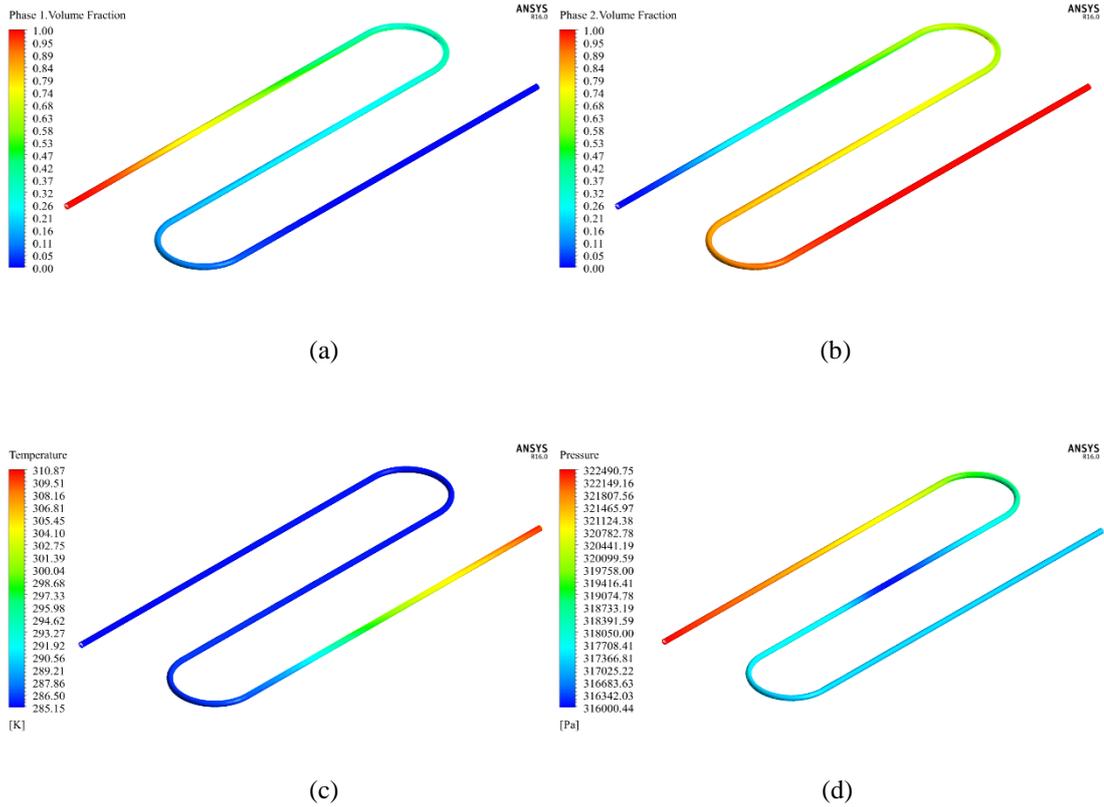


Figura 37 Resultados CFD del comportamiento del refrigerante 134a. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

La temperatura del refrigerante 134a mostrada en la Figura 37 (c) permanece constante durante una sección del serpentín, misma en la cual ocurre el cambio de fase de líquido a vapor, logrando la vaporización completa del refrigerante y alcanzando una temperatura máxima de 310.87 K a la salida del serpentín.

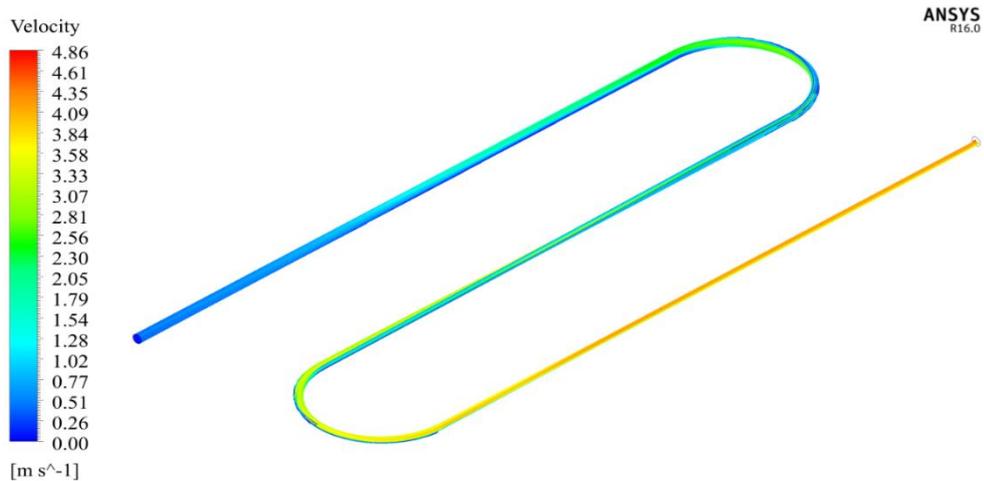


Figura 38 Contorno de velocidades del refrigerante 134a. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

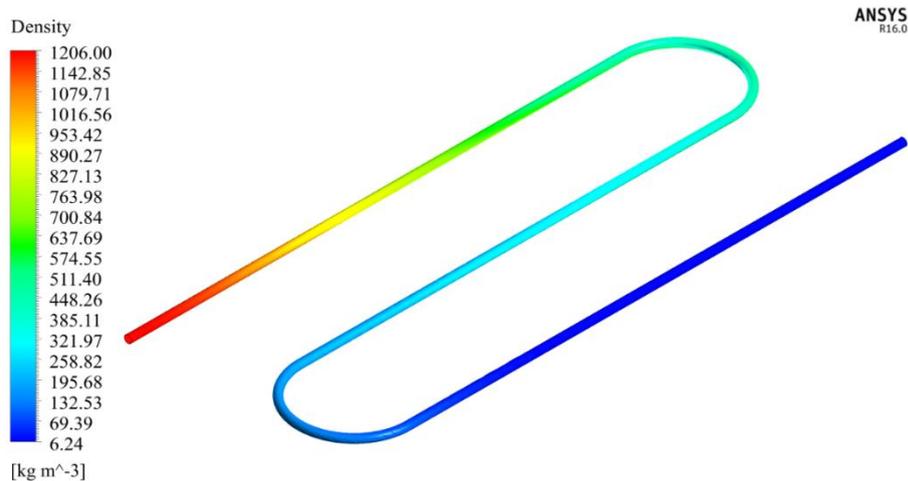


Figura 39 Variación de la densidad del refrigerante 134a. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

Las presiones en las cuales opera el refrigerante, también juegan un papel importante, ya que estas deben crear un efecto de succión para facilitar la evaporación, tal y como se observa en la Figura 37 (d) en donde las presiones de entrada y salida son 322.49 kPa y 317 kPa respectivamente. Adicionalmente, en la Figura 38 se puede apreciar el contorno de velocidades del refrigerante, el cual va aumentando conforme fluye a través del colector-evaporador gracias a la pérdida de carga existente, logrando alcanzar la máxima velocidad de 4.17 m/s a la salida del panel.

Para una mejor visualización sobre el cambio de fase ocurrido dentro del refrigerante 134a se realizó varios cortes a lo largo del colector-evaporador, tal y como se observa en la Figura 40. De igual forma, el mismo procedimiento se ejecutó para la verificación de la temperatura del refrigerante a lo largo del serpentín como se muestra en la Figura 41.

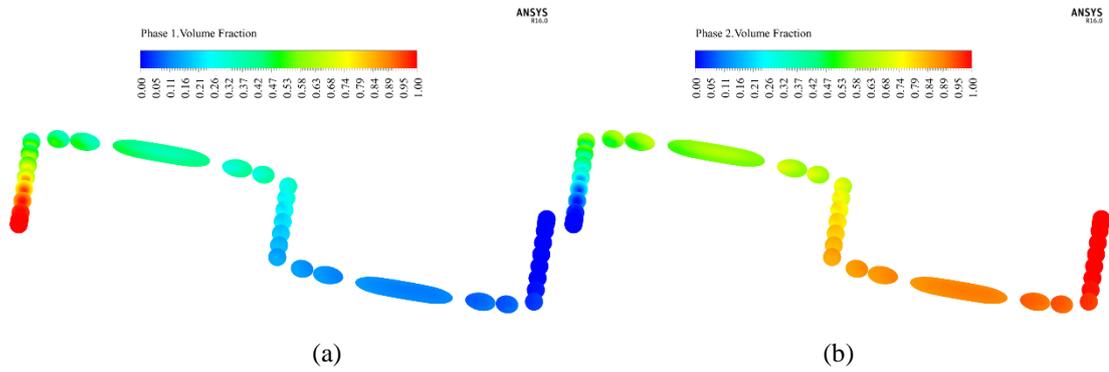


Figura 40 Variación de la fracción volumétrica en: (a) fase líquida y (b) fase gaseosa. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

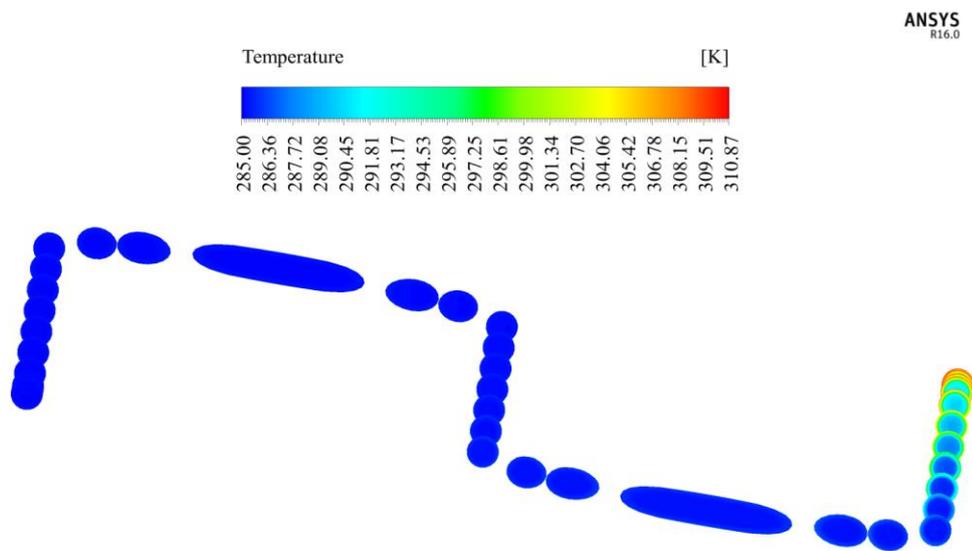


Figura 41 Variación de la temperatura dentro del refrigerante 134a. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

Como se observa en la Figura 41 la temperatura del refrigerante 134a aumenta a medida que circula por el serpentín luego de haber ocurrido la vaporización. La parte externa del fluido es la que presenta la temperatura más alta debido a que esta parte está en contacto directo con la parte interna del serpentín, lo que le permite absorber una mayor cantidad de calor, y por consiguiente esta es la zona en la cual ocurre primero el cambio de fase como se puede apreciar en la Figura 40. Algo parecido sucede con la densidad del refrigerante, la cual va disminuyendo hasta alcanzar un valor estable de 6.24 kg/m^3 después de haber concluido el cambio de fase, tal y como se muestra en la Figura 39.

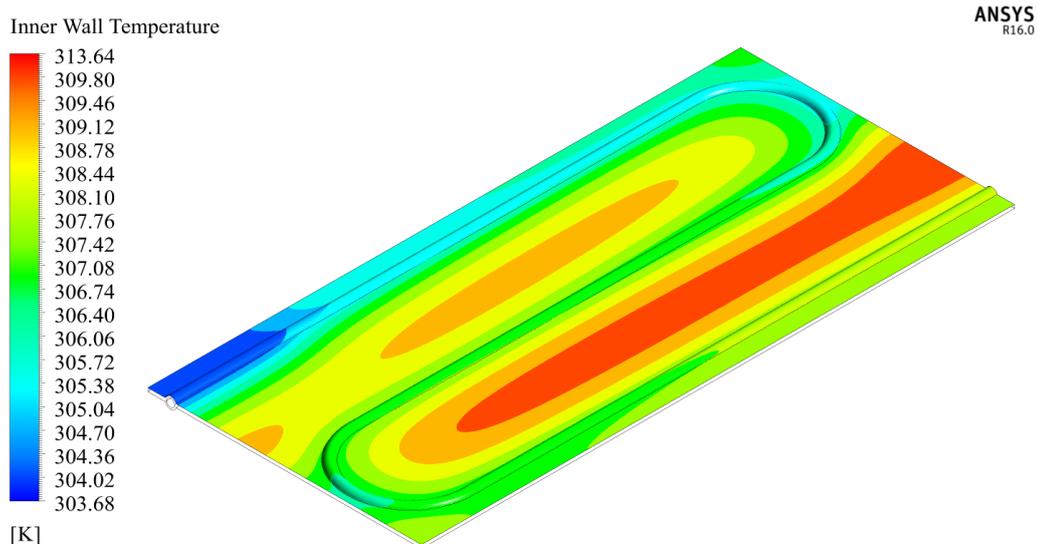


Figura 42 Variación de la temperatura en la parte superior del colector-evaporador. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

La variación de la temperatura en la parte superior del colector presenta una diferencia de 9.96 K entre el lado de entrada y el lado de salida del refrigerante, como se observa en la Figura 42. Esto se debe a que el refrigerante que circula a través del serpentín absorbe parte del calor del panel, ocasionando que su temperatura disminuya.

3.2.1. Comparación de los resultados CFD con datos experimentales

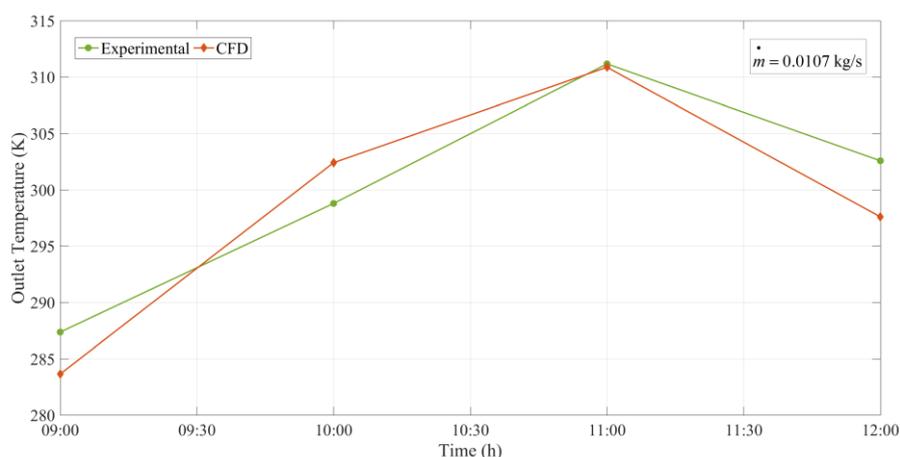


Figura 43 Variación de la temperatura pronosticada y experimental del refrigerante 134a la salida del evaporador. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

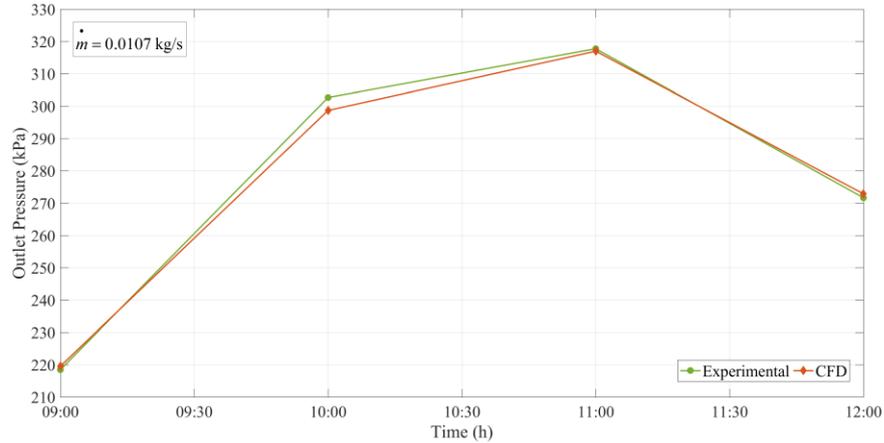


Figura 44 Variación de la presión pronosticada y experimental del refrigerante 134a la salida del evaporador. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

Los resultados CFD de la simulación del refrigerante 134a dentro del colector-evaporador y los valores obtenidos de manera experimental se muestran en las Figuras 43 y 44. El error porcentual entre los resultados experimentales ($x_{\text{experimental}}$) y los valores obtenidos de la simulación ($x_{\text{simulación}}$) se puede expresar como:

$$\% \text{ Error} = \frac{|x_{\text{simulación}} - x_{\text{experimental}}|}{x_{\text{experimental}}} \times 100 \quad (49)$$

Tabla 14 Error porcentual entre los resultados CFD y experimentales

Tiempo	Salida del colector-evaporador				%Error Temperatura	%Error Presión
	CFD		Experimental			
	Temperatura (K)	Presión (kPa)	Temperatura (K)	Presión (kPa)		
9:00	283.65	219.56	287.36	218.47	1.29	0.50
10:00	302.41	298.7	298.79	302.69	1.21	1.32
11:00	310.87	317	311.17	317.76	0.10	0.24
12:00	297.6	272.89	302.58	271.66	1.67	0.45

Elaborado por: Andrés Peñafiel y Anthony Andrade

Los errores porcentuales obtenidos anteriormente se encuentran en un rango de 0.1 a 1.67 % como se aprecia en la Figura 45, los cuales presentan un valor promedio de 0.84 %. El valor máximo de error porcentual obtenido, como se puede observar en la Tabla 14 es de 1.67 %, el cual es relativamente bajo comparado con otras investigaciones, como las realizadas por Gunjo et al. [1], Taherian et al. [111] y Basavanna et al. [112], en donde cada uno de ellos obtuvieron un error porcentual del 5.2 %, 6.9 % y 5 % respectivamente.

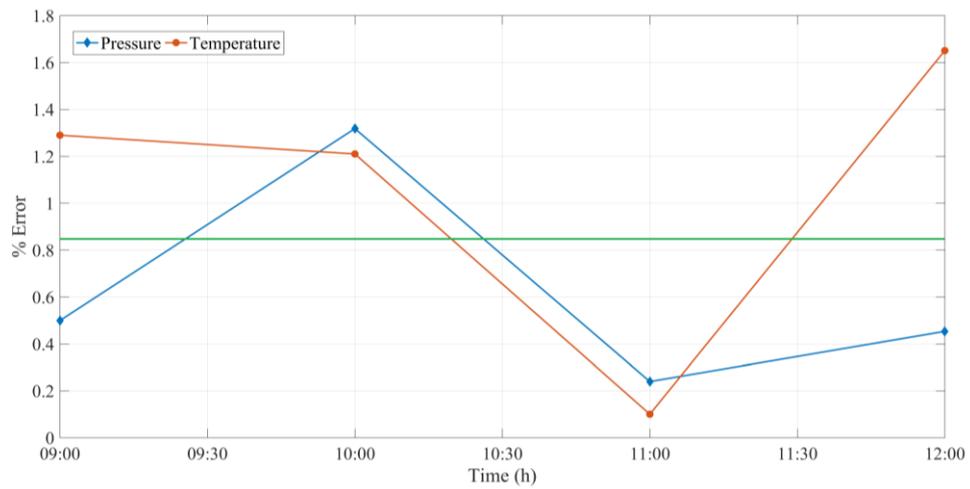


Figura 45 Errores porcentuales. Elaborado por: Anthony Andrade y Andrés Peñafiel

CONCLUSIONES

En las investigaciones realizadas por Tagliafico et al. [5], Malali et al. [6] y Chow et al. [7] se presenta a la bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar (BCAES-ED) como una de las alternativas para la reducción de consumo de energía primaria y emisiones de dióxido de carbono (CO₂), ya que la utilización de un sistema BCAES-ED puede ahorrar aproximadamente un 50 % de energía primaria y mejorar el factor de reducción de emisión de carbono en un 10 %, además de que su coeficiente de funcionamiento (COP) es mucho mejor que el de una bomba de calor convencional.

El diseño 3D del colector-evaporador se elaboró en Autodesk Inventor Professional 2016, el cual es una herramienta de diseño mecánico 3D. Luego de verificar y comparar diferentes investigaciones sobre el rendimiento del sistema con diferentes tipos de colectores-evaporadores mostrados en la Tabla 1, además de revisar las eficiencias térmicas de los materiales junto con su revestimiento como se muestran en las Tablas 2 y 3 respectivamente, para así poder seleccionar las especificaciones y propiedades del colector-evaporador que fueron tomadas en la investigación realizada por Simbaña et al [2], el cual realizó el trabajo experimental con las condiciones de la ciudad de Quito. Se procede con los parámetros geográficos y ambientales mostrados en la Tabla 8, para finalmente dar paso a determinar las propiedades del refrigerante 134a mediante el uso del software EES. En tanto, la simulación del comportamiento del refrigerante 134a dentro del colector-evaporador se realizó en el módulo *Fluent* de ANSYS.

Los resultados obtenidos del rendimiento térmico de la bomba de calor asistida por energía solar se pueden apreciar en diferentes investigaciones como se muestra en la Tabla 1 alcanza un COP promedio de 4 mientras que los sistemas con R600a tienden a valores de COP de 3 a 3.5. El impacto ambiental que estos producen se puede observar en la Tabla 6 que el tiempo de vida en la atmósfera para el R600a es de pocos días y que el R134a que entra en el grupo de los HFC puede llegar a 300 años, también se observa que el GWP del R600a y del R134a tienen una gran diferencia de 3 y 1300 respectivamente en cambio para el ODP poseen el mismo valor de 0.

La validación de la simulación realizada en el presente documento considera la simulación de Gunjo et al. [1] replicando sus resultados como muestran la Figuras 33 y la Figura 34, donde la diferencia de temperaturas de la parte superior del colector-evaporador es de 20.97 y 22.28 °C respectivamente, para terminar de corroborar el proceso y parámetros mencionados se demuestra también en la Figura 35 y 36 donde la variación de la temperatura del agua a la salida de la tubería es 18.76 y 16.65 °C, se puede dar luz verde para así proceder con el colector-evaporador de 0.02m² propuesto en el presente trabajo de investigación dando como resultado en la Figuras 37 existe un completo cambio de fase de líquido a vapor, además mostrando la temperatura máxima de 310.87 K y temperatura mínima de 285.15 K y una diferencia de presiones de 6.49 kPa. En las Figuras 38 y 39 se muestran en un plano XY el cambio de fase y el cambio de temperatura para una mejor visualización, todos estos resultados se comparan a los resultados de la Tabla 10 los cuales fueron tomados de forma experimental por Simbaña et al. [2]. A continuación se procede a elaborar el cálculo del error porcentual el cual muestra que a las 11:00 del día los resultados son casi iguales y muestra un error aproximado del 0.24 % para la presión y del 0.1 % para la temperatura.

RECOMENDACIONES

Comparar las propiedades del fluido de trabajo a utilizar, cualquiera este sea, con programas auxiliares tales como: EES, REFPROP, entre otros; o con publicaciones científicas.

Para corroborar que el procedimiento a utilizar en la simulación sea el más apropiado se debería replicar por lo menos una simulación que cuente con el mismo procedimiento o por lo menos con uno parecido.

Verificar la calidad del mallado computacional antes de realizar la simulación, para evitar futuros problemas asociados con la convergencia de las ecuaciones utilizadas en ANSYS o resultados erróneos.

Definir de forma correcta y adecuada todas las variables que intervendrán en el proceso de simulación, así como las condiciones de borde a las cuales estará sujeto nuestro modelo computacional.

Comprobar que todas las ecuaciones de ANSYS hayan convergido antes de exportar los resultados obtenidos.

REFERENCIAS

- [1] D. G. Gunjo, P. Mahanta y P. Robi, «CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition,» *Renewable Energy*, vol. 106, pp. 24-36, 2017.
- [2] I. 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, 2018.
- [3] Q. Li, Y. Liu, S. Guo y H. Zhou, «Solar energy storage in the rechargeable batteries,» *Nano Today*, vol. 16, pp. 46-60, 2017.
- [4] N. Kannan y D. Vakeesan, «Solar energy for future world: - A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 62, pp. 1092-1106, 2016.
- [5] L. A. Tagliafico, F. Scarpa y F. Valsuani, «Direct expansion solar assisted heat pumps - A clean steady state approach for overall performance analysis,» *Applied Thermal Engineering*, n° 66, pp. 216-226, 2014.
- [6] P. D. Malali, S. K. Chaturvedi y T. M. Abdel-Salam, «An approximate method for prediction of thermal performance of direct expansion-solar assisted heat pump (DX-SAHP) systems for water heating applications,» *Energy Conversion and Management*, n° 127, pp. 416-423, 2016.
- [7] T. T. Chow, G. Pei, K. F. Fong, Z. Lin, A. Chan y M. He, «Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong,» *Applied Energy*, n° 87, pp. 643-649, 2010.
- [8] J. Chen y J. Yu, «Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump cycle for water heater,» *Solar Energy*, vol. 142, pp. 299-307, 2017.

- [9] L. Paradeshi, M. Srinivas y S. Jayaraj, «Parametric studies of a Simple Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump Operating in a Hot and Humid Environment,» *Energy Procedia*, vol. 90, pp. 635-644, 2016.
- [10] 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*, n° 45, pp. 704-715, 2012.
- [11] D. C. Davide, P. Andrea, M. B. D. P. Marco y Z. Enrico, «Thermal performance of flat plate solar collectors with sheet-and-tube and roll-bond absorbers,» *Energy*, n° 58, pp. 258-269, 2013.
- [12] E. Cerit y L. B. Emine, «Investigation of the effect of rollbond evaporator design on the performance of direct expansion heat pump experimentally,» *Energy Conversion and Management*, vol. 72, pp. 163-170, 2013.
- [13] X. Sun, J. Wu, Y. Dai y R. Wang, «Experimental study on roll-bond collector/evaporator with optimized-channel used in direct expansion solar assisted heat pump water heating system,» *Applied Thermal Engineering*, n° 66, pp. 571-579, 2014.
- [14] N. Kashif, S. Bo, E. Ahmed, B. Van y A. Omar, «R290 (Propane) and R600a (Isobutane) as Natural Refrigerants for Residential Heat Pump Water Heaters,» *Applied Thermal Engineering*, 2017.
- [15] J. Nelson y I. Cesar A., «Análisis comparativo de sistemas de refrigeración doméstica utilizando refrigerantes R600a y R134a,» *I+T+C Investigacion, Tecnologia Y Ciencia*, vol. 1, pp. 7-15, 2015.
- [16] S. Kasera y S. Chandra Bhaduri, «Performance of R407C as an Alternate to R22: A Review,» *Energy Procedia*, vol. 109, pp. 4-10, 2017.
- [17] M. Fatouh, T. A. Ibrahim y A. Mostafa, «Performance assessment of a direct expansion air conditioner working with R407C as an R22 alternative,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 127-133, 2010.

- [18] J.-L. Comlan Fannou, C. Rousseau, L. Lamarche y S. Kajl, «A comparative performance study of a direct expansion geothermal A comparative performance study of a direct expansion geothermal,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 82, pp. 306-317, 2015.
- [19] F. Gorozabel Chata, S. Chaturvedi y A. Almogbel, «Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants,» *Energy Conversion and Management*, n° 46, pp. 2614-2624, 2005.
- [20] International Energy Agency, «World Indicators,» 2017. [En línea]. Available:
<https://www.iea.org/statistics/statisticssearch/report/?country=WORLD&product=indicators&year=2014>.
- [21] International Energy Agency, «World Indicators,» International Energy Agency, 2017. [En línea]. Available:
<https://www.iea.org/statistics/statisticssearch/report/?country=WORLD&product=indicators&year=2014>.
- [22] International Energy Agency, «Decoupling of global emissions and economic growth confirmed,» International Energy Agency, 2017. [En línea]. Available:
<http://www.iea.org/newsroom/news/2016/march/decoupling-of-global-emissions-and-economic-growth-confirmed.html>.
- [23] K. Nadarajah y V. Divagar, «Solar energy for future world: - A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 62, pp. 1092-1105, 2016.
- [24] O.-Y. Chang-Feng, C. Chih-Chung, C. Shen-Po, C. Clock, L. Bo-Ru, F. Chang, C. Chang y S. Po, «Changes in the levels and variability of halocarbons and the compliance with the Montreal Protocol from an urban view,» *Chemosphere*, n° 138, pp. 438-446, 2015.
- [25] UNEP, Handbook for international treaties for protection of the ozone layers, Nairobi, Kenia: United Nation Environment Program, 2015.

- [26] United Nations, «UNITED NATIONS,» UNITED NATIONS, 15 Noviembre 2016. [En línea]. Available: <http://conf.montreal-protocol.org/meeting/impcom/impcom57/report/English/IMPCOM-57-4E.pdf>. [Último acceso: 09 Junio 2017].
- [27] C. Almer y R. Winkler, «Analyzing the effectiveness of international environmental policies: The case of the Kyoto Protocol,» *Journal of Environmental Economics and Management*, n° 82, pp. 125-151, 2017.
- [28] United Nations Framework Convention on Climate Change, «United Nations Framework Convention on Climate Change,» 14 Enero 2009. [En línea]. Available: http://unfccc.int/files/kyoto_protocol/status_of_ratification/application/pdf/kp_ratification.pdf. [Último acceso: 15 Octubre 2017].
- [29] U. NATIONS, «United Nations Framework Convection on Climate Change,» United Nations, 13 Junio 2005. [En línea]. Available: <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpspan.pdf>. [Último acceso: 09 Junio 2017].
- [30] P. Esquerra Pizà, Dispositivos y sistemas para el ahorro de energía, Barcelona: MARCOMBO S.A., 1988.
- [31] S. Dennis A., Plant Engineer's Reference Book, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002.
- [32] D. Ibrahim y R. Marc A., «Chapter 4 – Heat Pump Systems,» *Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning*, p. 131–168, 2015.
- [33] H. Fu, G. Pei, J. Ji, H. Long, T. Zhang y T. Chow, «Experimental study of a photovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe system,» *Applied Thermal Engineering*, n° 40, pp. 343-350, 2012.
- [34] J. Cai, J. Ji, Y. Wang y W. Huang, «Numerical simulation and experimental validation of indirect expansion solar-assisted multi-functional heat pump,» *Renewable Energy*, n° 93, pp. 280-290, 2016.

- [35] 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*, n° 55, pp. 399-413, 2016.
- [36] O. Ozgener y A. Hepbasli, «A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 11, pp. 482-496, 2007.
- [37] 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.
- [38] Q. Wang, Y.-q. Liu, G.-f. Liang, J.-r. Li, S.-f. Sun y G.-m. Chen, «Development and experimental validation of a novel indirect-expansion solar-assisted multifunctional heat pump,» *Energy and Buildings*, n° 43, pp. 300-304, 2011.
- [39] S. Chaturvedi, V. Gagrani y T. Abdel-Salam, «Solar-assisted heat pump – A sustainable system for low-temperature water heating applications,» *Energy Conversion and Management*, n° 77, pp. 550-557, 2014.
- [40] Q. Wang, W. He, Y. Liu, G. Liang, J. Li, X. Han y G. Chen, «Vapor compression multifunctional heat pumps in China: A review of configurations and operational modes,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 16, pp. 6522-6538, 2012.
- [41] S. Chaturvedi, T. Abdel-Salam, S. Sreedharan y F. Gorozabel, «Two-stage direct expansion solar-assisted heat pump for high temperature applications,» *Applied Thermal Engineering*, n° 29, pp. 2093-2099, 2008.
- [42] M. A. Abdul-Aziz , S. Mat y K. Sopian, «Technology Review of Solar Assisted Heat Pump System for Hot Water Production,» *Latest Trends in Renewable Energy and Environmental Informatics*, n° 8, pp. 65-75, 2013.
- [43] D. Chwieduk, «Solar-Assisted Heat Pumps,» *Reference Module in Earth Systems and Environmental Sciences*, vol. 3, pp. 495-528, 2012.

- [44] J. Facao y M. J. Carvalho, «New test methodologies to analyse direct expansion solar assisted heat pumps for domestic hot water,» *Solar Energy*, vol. 100, pp. 66-75, 2014.
- [45] S. Ito, N. Miura y K. Wang, «Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors,» *Solar Energy*, vol. 65, pp. 189-196, 1999.
- [46] O. Kara, K. Ulgen y A. Hepbasli, «Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 12, pp. 1383-1401, 2008.
- [47] R. Radermacher y Y. Hwang, *Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixes.*, Florida: Taylor & Francis Group, 2005.
- [48] P. Omojaro y C. Breitkopf, «Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 22, pp. 33-45, 2013.
- [49] X. Kong, D. Zhang, Y. Li y Q. Yang, «Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Energy*, n° 36, pp. 6830-6838, 2011.
- [50] M. Hawlader, «Solar assisted heat pump,» *Desalination*, vol. 168, pp. 49-54, 2004.
- [51] P. Gang, J. Jie, H. Wei, L. Keliang y H. Hanfeng, «Performance of photovoltaic solar assisted heat pump system in typical climate zone,» *Journal of Energy & Environment*, vol. 6, 2007.
- [52] Y. Li, R. Wang, Y. Wu y Y. Xu, «Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Energy*, vol. 32, pp. 1361-1374, 2007.
- [53] BIONICOL, «Development of a bionic solar collector with aluminium roll-bond absorber,» 7 Junio 2011. [En línea]. Available: <http://www.bionicol.eu/>.

- [54] INEN, *NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2 507:2009*, Quito, 2009.
- [55] D. D. Col, A. Padovan, M. Bortolato, M. D. Prè y E. Zambolin, «Thermal performance of flat plate solar collectors with sheet-and-tube and roll-bond absorbers,» *Energy*, vol. 58, pp. 258-269, 2013.
- [56] J. Fernández-Seara, C. Piñeiro, J. A. Dopazo, F. Fernandes y P. X. Sousa, «Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions,» *Energy Conversion and Management*, vol. 59, pp. 1-8, 2012.
- [57] M. Yousefi, «Thermodynamic analysis of a direct expansion solar assisted heat pump water heater,» *Journal of Energy in Southern Africa*, vol. 26, n° 2, pp. 110-117, 2015.
- [58] S. A. Kalogirou, S. K. K. B. y C. Stanciu, «Exergy analysis of solar thermal collectors and processes,» *Progress in Energy and Combustion Science*, n° 56, pp. 106-137, 2016.
- [59] A. Sakhrieh y A. Al-Ghandoor, «Experimental investigation of the performance of five types of solar collectors,» *Energy Convers ManagE*, n° 65, pp. 715-720, 2013.
- [60] F. Mesa, «Colector Solar de Placa Plana,» *Energía Solar*, Bogotá, 2006.
- [61] L. Cindrella, «The real utility ranges of the solar selective coatings,» *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 91, n° 20, p. 1898–1901, 2007.
- [62] K. Rescha, G. M. Wallnerb y R. Hausner, «Phase separated thermotropic layers based on UV cured acrylate resins – Effect of material formulation on overheating protection properties and application in a solar collector,» *Solar Energy*, vol. 83, n° 9, p. 1689–1697, 2009.

- [63] M. Reim, W. Körner, J. Manara, S. Korder, M. Arduini-Schuster, H. Ebert y J. Fricke, «Silica aerogel granulate material for thermal insulation and daylighting,» *Solar Energy*, vol. 79, n° 2, p. 131–139, 2005.
- [64] G. Colangelo, E. Favale, P. Miglietta y A. d. Risi, «Innovation in flat solar thermal collectors: A review of the last ten years experimental results,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 57, pp. 1141-1159, 2016.
- [65] B. J. Prakash, B. Vishnuprasad y V. Ramana, «Performance study on effect of nano coatings on liquid flat plate collector: An experimental approach,» *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, vol. 2, n° 4, pp. 379-384, 2013.
- [66] N. Ehrmann y N. Reineke-Koch, «Selectively coated high efficiency glazing for solar-thermal flat-plate collectors,» *Thin Solid Films*, n° 520, pp. 4214-4218, 2012.
- [67] J. Boudaden, R. Ho, P. Oelhafen, A. Schuler, C. Roecker y J. Scartezzini, «Towards coloured glazed thermal solar collectors,» *Solar Energy*, n° 84, pp. 225-239, 2004.
- [68] S. Kalogirou, Y. Tripanagnostopoulos y M. Souliotis, «Performance of solar systems employing collectors with colored absorber,» *Energy Build*, n° 37, pp. 824-835, 2005.
- [69] M. Abbas, A. Shehabb, A. Al-Samuraec y A. Hassanb, «Effect of deposition time on the optical characteristics of chemically deposited nanostructure,» *Energy Procedia*, n° 6, pp. 241-250, 2011.
- [70] M. Dudita, L. Isac y A. Duta, «Influence of solvents on properties of solar selective coatings obtained by spray pyrolysis,» *Bulletin of Materials Science*, n° 35, pp. 997-1002, 2012.
- [71] W. Whitman y J. William, *Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado*, Madrid: Thomson Editores, 2006.

- [72] S. Chaturvedi, Y. Chiang y J. A. Roberts, «Analysis of two phase flow collectors with applications to heat pumps,» *Analysis of two phase flow collectors with applications to heat pumps*, pp. 104-358, 1982.
- [73] W. Aziz, S. Chaturvedi y A. Kheireddine, «Thermodynamic analysis of two-component, two-phase flow in solar collectors with application to a direct-expansion solar-assisted heat pump,» *Energy*, n° 24, pp. 247-259, 1999.
- [74] L. Miranda, Barcelona: Marcombo, 2010.
- [75] D. Wirz, Refrigeracion Comercial para tecnicos de aire acondicionado, Madrid : Cengage Parainfo, 2008.
- [76] P. Esquerra, Dispositivos y sistemas para, Barcelona: MARCOMBO, 2006.
- [77] M. Hawlader, S. Chou y M. Ullah, «The performance of a solar-assisted heat pump water heating system,» *Applied Thermal*, vol. 21, pp. 1049-1065, 2001.
- [78] Y. Kuang, K. Sumathy y Wang, «Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system,» *International Journal of Energy Research*, vol. 27, pp. 531-548, 2003 .
- [79] K. Krakow, «Refrigerant flow through orifices,» *ASHRAE*, vol. 94, p. 484, 1988.
- [80] R. Ghouali, P. Byrne y F. Bazantay, «Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters,» *International journal of refrigeration*, n° 76, pp. 230-244, 2017.
- [81] ACAIRE, «Refrigerantes de Hidrocarburos,» ACAIRE, Bogotá, 2008.
- [82] O. Brunin , M. Feidt y B. Hivet , «Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, n° 5, pp. 308-318, 1997.

- [83] K. Harby, «Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 73, pp. 1247-1264, 2017.
- [84] J. Comlan Fannou, C. Rouse, L. Lamarche y S. Kajl, «A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22,» *elsevier*, 09 03 2015.
- [85] J. Ronald W. y W. Terry C., «Chapter 9 – Refrigeration and Heat-Pump Systems,» *Air Conditioning System Design*, p. 167–189, 2017.
- [86] X. Yin, X. Wang, S. Li y . W. Cai, «Energy-efficiency-oriented cascade control for vapor compression refrigeration cycle systems,» *Energy*, n° 116, pp. 1006-1019, 2016.
- [87] G. F. Hundy, A. R. Trott y T. C. Welch, *Refrigeration, air conditioning and heat pumps*, London: ELSEVIER, 2016.
- [88] I. Martinez, *Termodinámica Aplicada*, Mexico: Solar, 2012.
- [89] S. Zhang y Z. Wang, «Thermodynamics behavior of phase change latent heat materials in micro-/ nanoconfined spaces for thermal storage and applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 25, pp. 152-165, 2016.
- [90] A. Islam, T. Patzek y A. Sun, «Thermodynamics phase changes of nanopore fluids,» *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 25, pp. 134-139, 2015.
- [91] P. Mountford y M. Borden, «On the thermodynamics and kinetics of superheated fluorocarbon phase-change agents,» *Advances in Colloid and Interface Science*, vol. 237, pp. 15-27, 2016.
- [92] T. Neil, *Thermal Hydraulic Fundamentals*, Tokio: ISBN, 2012.

- [93] J. R. Thome, «Chapter 10 Boiling Heat Transfer Inside Plain Tubes,» *Wolverinetube, Inc. Engineering Thermal Innovation*, pp. 1-29, 2007.
- [94] Á. Zanotti, C. Méndez y N. Nigro, «Simulación numérica del flujo multifásico turbulento,» *Mecánica Computacional Argentina*, vol. 24, pp. 131-159, 2016.
- [95] M. Moran y H. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, 2006.
- [96] U.S. Department of Energy, «DOE Fundamentals Handbook - Thermodynamics, Heat Transfer, and Fluid Flow,» vol. 3, pp. 91-115, 2016.
- [97] NASA, «Atmospheric Science Data Center,» NASA, [En línea]. Available: <https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/retscreen.cgi?email=rets%40nrcan.gc.ca&step=1&lat=-0.225219&lon=-78.5248&submit=Submit>.
- [98] M. J. Jones y R.-A. Knight, *The Bloomsbury companion to phonetics*, London: Bloomsbury Publishing Plc, 2013.
- [99] Secretaría de Medioambiente, «quitoambiente,» Abril 2015. [En línea]. Available: http://www.quitoambiente.gob.ec/ambiente/images/Secretaria_Ambiente/red_monitoreo/informacion/iqca_2014.pdf. [Último acceso: 29 Octubre 2017].
- [100] S. A. Klein, «Engineering Equation Solver,» 2016.
- [101] L. Liu y H. Zhang, «Energy-exergy analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump floor heating system,» *university of Shangai for Science and Technology*, nº 12, 2011.
- [102] Y. Cengel, *Termodinámica*, México: Mc Graw Hill, 2015.
- [103] K. Wark y D. Richards, *Termodinámica*, Madrid: McGraw Hill, 2001.
- [104] I. Dincer y M. A. Rosen, «Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning,» Elsevier, 2015.

- [105] E. Bellos y C. Tzivanidis, «Performance analysis and optimization of an absorption chiller driven by nanofluid based solar flat plate collector,» *Journal of Cleaner Production*, vol. 174, pp. 256-272, 2018.
- [106] D. John y W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [107] ANSYS, «ANSYS,» 15 Noviembre 1994. [En línea]. Available: <http://www.ansys.com/es-ES/products/fluids>.
- [108] ANSYS Fluent User Guide, Noviembre 2012. [En línea].
- [109] ANSYS Fluent Theory Guide 12.0, Noviembre 2013. [En línea].
- [110] Autodesk, «Inventor User Guide,» 2016.
- [111] H. Taherian, A. Rezaia, S. Sadeghi y D. Ganji, «Experimental validation of dynamic simulation of the flat plate collector in a closed thermosyphon solar water heater,» *Energy Conversion and Management*, vol. 52, n° 1, pp. 301-307, 2011.
- [112] S. Basavanna y K. S. Shashishekar, «CFD Analysis of triangular absorber tube of a solar flat plate collector,» *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, vol. 2, n° 1, pp. 19-24, 2013.