

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:
ANÁLISIS COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO EN UNA BOMBA DE CALOR UTILIZANDO UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA Y UNA ELECTRÓNICA MEDIANTE EL USO DEL REFRIGERANTE R600A.

AUTORES:
ERICK SANTIAGO CHÁVEZ SÁNCHEZ
PAÚL ALEJANDRO PACHACAMA PACHACAMA

TUTOR:
QUITIAQUEZ SARZOSA WILLIAM GIOVANNY

Quito, agosto de 2019

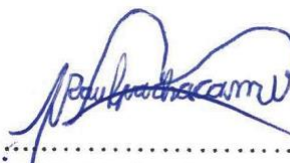
CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Erick Santiago Chávez Sánchez y Paúl Alejandro Pachacama Pachacama con documentos de identificación N° 1720759891 y N° 1716175599, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que somos autores del trabajo de titulación: “ANÁLISIS COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO EN UNA BOMBA DE CALOR UTILIZANDO UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA Y UNA ELECTRÓNICA MEDIANTE EL USO DEL REFRIGERANTE R600A.”, 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.



.....
Erick Santiago Chávez Sánchez
C.I.: 172075989-1



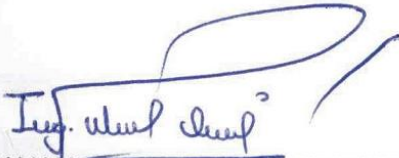
.....
Paúl Alejandro Pachacama Pachacama
C.I.: 171617559-9

Quito, agosto de 2019

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto Técnico, “ANÁLISIS COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO EN UNA BOMBA DE CALOR UTILIZANDO UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA Y OTRA ELECTRÓNICA MEDIANTE EL USO DEL REFRIGERANTE R600A.”, realizado por Erick Santiago Chávez Sánchez y Paúl Alejandro Pachacama Pachacama, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, junio de 2019



.....
William Giovanny Quitiaquez Sarzosa
CI: 172160976-4

Dedicatoria

Quiero agradecer, infinitamente, a mi madre Gloria Beatriz Sánchez Yáñez quien ha sido mi apoyo incondicional para cumplir con esta meta. Gracias por todos tus sabios consejos que me brindaste en este duro camino, solo deseo que estés orgullosa de mí... Con todo el amor que me has dado sé que tú eres la mejor madre del mundo.

A mi padre, Manuel Jesús Salomón Chávez Pesantez que ha sido el pilar fundamental durante mis malos momentos, en quien he confiado todos mis secretos y sin su apoyo emocional sé que no habría podido alcanzar este sueño de ser ingeniero. Jamás podré calcular todo el cariño y atención que supiste darme en toda mi vida. También quiero dedicar este logro a mi hermano Diego Javier Chávez Sánchez, mi ejemplo a seguir, siempre vas a ser mi mayor admiración de vida y aunque estés lejos de mí sé que siempre estarás apoyándome sin importar mis errores. Gracias por sacarme de todos esos malos hábitos, enseñarme a crecer como hombre y demostrarme que todo es posible sin importar las consecuencias. Finalmente, a mis abuelitos que siempre me dijeron lo correcto para ser un ciudadano de bien.

Erick

Mi presente se lo dedico con todo el amor y cariño a mis padres José y Flerida por su sacrificio, paciencia y esfuerzo, por haber hecho posible el sueño de culminar una carrera que me servirá como actividad para defenderme en el futuro y porque siempre han sido nuestro pilar y ejemplo brindándonos su apoyo incondicional, sus consejos para hacerme una persona honorable para desarrollar nuestros conocimientos a la sociedad. A mis hermanos David y Nadia; a mis tíos Víctor y Orlando, por sus palabras de aliento, que no me dejaron decaer y me enseñaron a levantarme y a seguir luchando para conseguir mis metas. Gracias por su compañía.

A mis profesores de esta noble Institución Educativa, compañeros y amigos, presentes y pasados, quienes sin esperar nada a cambio me brindaron sus conocimientos, enseñanzas, alegrías y tristezas; y a todas aquellas personas que durante estos años estuvieron a nuestro lado apoyándonos y lograron que este sueño se haga realidad.

Paúl

Agradecimiento

En especial a la Universidad Politécnica Salesiana y a todas aquellas personas que componen la Carrera de Ingeniería Mecánica, desde las autoridades administrativas, docentes y personal en general, quienes fueron participes en este proceso de aprendizaje válido para nuestra formación personal y profesional.

Al Ingeniero William Quitiaquez, M.Sc., tutor del proyecto, docente quien nos dio la oportunidad de participar y desarrollar este tema; por el tiempo, atención prestada y conocimientos compartidos para la culminación del presente trabajo. Un agradecimiento especial a nuestro amigo Pablo, quien nos dio un gran aporte con sus conocimientos prácticos para la implementación del proyecto.

Erick y Paúl

ÍNDICE DE CONTENIDO

| | |
|---|------|
| CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR | i |
| DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR | ii |
| DEDICATORIA | iii |
| AGRADECIMIENTO | iv |
| ÍNDICE DE CONTENIDO | v |
| RESUMEN | xii |
| ABSTRACT..... | xiii |
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| CAPÍTULO I MARCO CONTEXTUAL DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR | 3 |
| 1.1 Antecedentes de la investigación | 3 |
| 1.2 Situación ambiental | 8 |
| 1.3 Emisiones de CO ₂ | 9 |
| 1.4 Fuentes renovables de energía | 10 |
| 1.4.1 Energía solar | 10 |
| 1.5 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor | 11 |
| 1.6 Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar | 13 |
| 1.6.1 Ciclo termodinámico de un sistema DX-SAHP | 14 |
| 1.6.2 Ventajas de la DX-SAHP..... | 15 |
| 1.6.3 Inconvenientes de la DX-SAHP | 16 |
| 1.6.4 Aplicaciones del sistema DX-SAHP | 16 |
| 1.7 Compresor..... | 17 |
| 1.7.1 Aplicación | 17 |
| 1.7.2 Características | 18 |
| 1.7.3 Principio de funcionamiento | 18 |
| 1.8 Evaporador..... | 19 |
| 1.9 Condensador | 20 |
| 1.10 Dispositivos de expansión | 21 |
| 1.10.1 Tubo capilar..... | 22 |
| 1.10.2 Válvula de expansión termostática..... | 22 |
| 1.10.3 Válvula de expansión electrónica..... | 25 |
| 1.11 Refrigerantes | 27 |

| | | |
|---|--|-----------|
| 1.11.1 | Clasificación de los refrigerantes | 28 |
| 1.11.2 | Refrigerantes naturales | 28 |
| 1.11.3 | Clorofluorocarbono | 28 |
| 1.11.4 | Hidrocarburos | 29 |
| 1.11.5 | Propano (R290) | 31 |
| 1.11.6 | Isobutano (R600a) | 31 |
| 1.11.7 | Ventajas del R290 y R600a | 32 |
| 1.11.8 | Desventajas de R290 y R600a | 32 |
| 1.12 | Equipos de medición | 34 |
| 1.12.1 | Estación meteorológica | 34 |
| 1.12.2 | Características | 35 |
| 1.12.3 | Especificaciones técnicas | 36 |
| 1.12.4 | Pirómetros de radiación parcial o pirómetros ópticos | 36 |
| 1.12.5 | Pirómetros de radiación total | 37 |
| 1.12.6 | Piranómetro | 37 |
| 1.12.7 | Termómetro infrarrojo | 38 |
| 1.12.8 | Características | 38 |
| 1.12.9 | Especificaciones | 39 |
| 1.12.10 | Anemómetro | 39 |
| 1.13 | Selección de alternativas | 40 |
| CAPITULO II CONDICIONES, ECUACIONES Y PARÁMETROS DE DISEÑO | | 44 |
| 2.1 | Ecuación de balance de energía | 44 |
| 2.2 | Análisis del colector-evaporador | 44 |
| 2.3 | Análisis del compresor | 46 |
| 2.4 | Análisis del condensador | 48 |
| 2.5 | Análisis de válvula de expansión electrónica | 52 |
| 2.6 | Análisis de válvula de expansión termostática | 53 |
| 2.7 | Análisis de tubo capilar | 54 |
| 2.8 | Correlación convencional de la ley del poder | 54 |
| 2.9 | Rendimiento del sistema | 57 |
| 2.10 | <i>COP</i> promedio del sistema | 59 |
| CAPÍTULO III ANÁLISIS DE RESULTADOS | | 61 |
| 3.1 | Información de la bomba de calor | 61 |
| 3.2 | Toma de datos | 63 |

| | |
|---|----|
| 3.3 Datos experimentales | 65 |
| 3.3.1 Temperatura del agua | 65 |
| 3.3.2 Temperatura ambiente | 66 |
| 3.3.3 Radiación solar | 67 |
| 3.3.4 Presión en el compresor | 69 |
| 3.3.5 Presiones de operación del colector-evaporador..... | 70 |
| 3.3.6 Calidad del refrigerante | 71 |
| 3.3.7 Flujo másico..... | 73 |
| 3.3.8 Rendimiento del sistema vs el tiempo de calentamiento | 75 |
| 3.3.9 Coeficiente de rendimiento (<i>COP</i>) vs. radiación | 76 |
| 3.3.10 Temperatura del agua y radiación | 77 |
| 3.3.11 Comparativa del COP entre la VEE y VET | 79 |
| 3.4 Análisis económico | 81 |
| 3.4.1 Costo anual del sistema DX-SAHP | 83 |
| 3.5 CONCLUSIONES | 86 |
| 3.6 RECOMENDACIONES | 88 |
| Bibliografía | 89 |
| ANEXOS | |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en $t - s$ y $p - h$ | 11 |
| Figura 2. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor | 12 |
| Figura 3. Diagrama de una DX-SAHP ideal | 13 |
| Figura 4. Esquema de calentador de agua DX-SAHP | 14 |
| Figura 5. Diagrama $t - s$ para el ciclo ideal de refrigeración | 14 |
| Figura 6. Compresor hermético recíprocante | 17 |
| Figura 7. Esquema del pistón succión y compresión | 18 |
| Figura 8. (a) Evaporador de tubo descubierto y (b) evaporador de placa | 19 |
| Figura 9. Colector de placa plana sin cubierta | 20 |
| Figura 10. Esquema de un condensador | 21 |
| Figura 11. Varios tipos de dispositivos de expansión | 21 |
| Figura 12. Tubo capilar | 22 |
| Figura 13. Válvula de expansión termostática, partes | 23 |
| Figura 14. Presiones que actúan sobre el diafragma de una VET..... | 24 |
| Figura 15. Elementos de un sistema de VEE | 25 |
| Figura 16. Partes internas de una válvula de expansión electrónica | 26 |
| Figura 17. Estación meteorológica Ambient Weather | 35 |
| Figura 18. Termómetro infrarrojo | 38 |
| Figura 19. Temperaturas del agua con a) VET; b) VEE..... | 66 |
| Figura 20. Temperatura ambiente con a) VEE; b) VET. | 67 |
| Figura 21. Variación de la radiación con a) VEE; b) VET..... | 69 |
| Figura 22. Presión del compresor con a) VEE; b) VET..... | 70 |
| Figura 23. Presión en el colector evaporador con a) VEE; b) VET..... | 71 |
| Figura 24. Calidad a la entrada del colector-evaporador con a) VET; b) VEE | 73 |
| Figura 25. Variación del flujo másico con a) VET; b) VEE | 74 |
| Figura 26. Flujo másico con: a) VET; b) VEE | 75 |
| Figura 27. Coeficiente de desempeño (COP) con: a) VET; b) VEE..... | 76 |
| Figura 28. Variación del COP vs radiación solar con a) VET; b) VEE | 77 |
| Figura 29. Temperatura del agua vs. Radiación solar con: a) VET; b) VEE..... | 79 |
| Figura 30. Rendimiento del sistema con VET y VEE. | 80 |
| Figura 31. Eficiencia de la VET y VEE..... | 80 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Características e impacto ambiental de diferentes refrigerantes | 33 |
| Tabla 2. Especificaciones técnicas de la estación meteorológica | 36 |
| Tabla 3. Especificaciones técnicas del piranómetro infrarrojo | 39 |
| Tabla 4. Rendimiento, consumo de energía, entre otros de válvulas de expansión... 40 | |
| Tabla 5. Análisis cuantitativo de las alternativas. | 41 |
| Tabla 6. Argumentos de cada necesidad. | 41 |
| Tabla 7. Rango para variables Pi | 55 |
| Tabla 8. Coeficientes de correlación | 55 |
| Tabla 9. Elementos empleados en la bomba de calor | 62 |
| Tabla 10. Especificaciones técnicas de válvula VEE Carel E2V09SSF 10 | 62 |
| Tabla 11. Especificaciones de válvula de expansión termostática Danfoss..... | 63 |
| Tabla 12. Información de los días de ensayos con VET | 63 |
| Tabla 13. Información de los días de ensayos con VEE | 64 |
| Tabla 14. Descripción y costos de materiales utilizados en la investigación..... | 81 |
| Tabla 15. Cargos tarifarios Enero – Diciembre 2019 | 82 |
| Tabla 16. Consumo de componentes del equipo DX-SAHP | 83 |
| Tabla 17. Análisis comparativo entre varios calentadores de agua | 84 |

Nomenclatura

| | |
|-------------|---|
| A | Área [m^2] |
| C | Promedio de los calores específicos del refrigerante líquido evaluados al valor medio de las temperaturas de condensación y del evaporador; [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] |
| C_d | Coefficiente de caudal másico que depende de la densidad del refrigerante en la entrada de la válvula electrónica [adimensional] |
| C_v | Coefficiente de flujo de líquido, que depende del grado de apertura de la válvula; [adimensional] |
| h | Entalpía [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] |
| I | Radiación solar; [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] |
| k | Relación de calores específicos del refrigerante |
| \dot{m} | Flujo másico; [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] |
| P | Presión; [Pa] |
| \dot{Q} | Calor; [W] |
| T | Temperatura; [K] |
| U | Coefficiente global de pérdida de calor de la placa colectora; [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$] |
| W | Entrada de trabajo al compresor; [W] |
| \forall_d | Volumen de desplazamiento del compresor; [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$] |

- Subíndices

| | |
|--------|-----------------------------|
| 3 | Entrada de la válvula |
| 4 | Salida de la válvula |
| a | Ambiente |
| c | Rechazado en el condensador |
| col | Colector-evaporador |
| i | Entrada |
| o | Salida |
| $comp$ | Compresor |
| con | Condensador |
| m | Área media del condensador |
| des | descarga del compresor |

| | |
|-------------|-----------------------------------|
| <i>e</i> | Calor útil en colector-evaporador |
| <i>in</i> | Entrada del condensador |
| <i>in,c</i> | Entrada del tubo capilar |
| <i>L</i> | Global de calor en la placa |
| <i>o</i> | Área del orificio |
| <i>out</i> | Salida de la válvula |
| <i>p</i> | Placa o Colector |
| <i>r</i> | Refrigerante en la placa |
| <i>ref</i> | Refrigerante |
| <i>suc</i> | Succión del compresor |
| <i>tan</i> | Tanque |
| <i>th</i> | Teórica |
| <i>w</i> | Agua |

- **Abreviaciones**

| | |
|------------------------------|--|
| <i>COP</i> | Coeficiente de rendimiento |
| <i>COP_{DX-SAHP}</i> | Coeficiente de rendimiento de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar |
| VEE | Válvula de expansión electrónica |
| VET | Válvula de expansión termostática |

- **Símbolos griegos**

| | |
|---------------|--|
| α | Coeficiente convectivo de transferencia de calor; [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] |
| ε | Emisión hemisférica del colector solar, onda larga; [adimensional] |
| σ | Constante de Stefan Boltzmann |
| δ | Espesor del tubo del condensador; [m] |
| λ | Conductividad térmica del tubo del condensador; [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] |
| ρ | Densidad; [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] |
| η | Eficiencia; [adimensional] |
| $\tau\alpha$ | Producto de absorbancia-transmitancia en el colector; [adimensional] |

RESUMEN

El presente documento trata sobre el análisis del rendimiento de una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa evaluando una válvula de expansión termostática y una electrónica como las mejores opciones de los dispositivos de expansión, los componentes de dicha bomba son: un compresor de 1/6 hp, dispositivo de expansión, un condensador de cobre, y una placa colectora pintada de negro para incrementar la absorción. Luego de un análisis ambiental, se utiliza el refrigerante más amigable con el ecosistema, este refrigerante es el R600a, refrigerante del cual se han obtenido sus propiedades termodinámicas a través del software EES. Las pruebas realizadas han sido tabuladas con datos obtenidos durante mes y medio, cada cinco minutos realizando cinco ensayos al día evaluando diferentes situaciones climatológicas. La temperatura máxima del agua que alcanzó en las pruebas es 50 °C, el tiempo de calentamiento del agua, así como la eficiencia de este, dependen de la condición climatológica que se tiene y el tipo de dispositivo de expansión, por ejemplo, en días despejados a las 12h00 con la válvula de expansión termostática se alcanzó una radiación promedio de $543.7 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una temperatura ambiente de 19.7 °C, el equipo demoró 80 minutos en alcanzar la temperatura de 50 °C. La eficiencia del sistema estuvo en un rango óptimo entre 2.43 y 5.58. Finalmente, con la válvula de expansión electrónica se alcanzó una radiación promedio de $500.76 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una temperatura ambiente de 18.7 °C, el equipo tardó 50 minutos en alcanzar la temperatura en el agua de 50 °C. La eficiencia del sistema estuvo en el rango de 3.83 y 7.48.

La implementación del sistema de bomba de calor pretende reducir las emisiones de CO₂ producidas por equipos tradicionales de calentamiento de agua, además con el refrigerante seleccionado se puede disminuir el daño a la capa de ozono y reducir la emisión de gases que provocan el efecto invernadero. Para la obtención de datos como radiación, temperatura ambiente y velocidad del viento se utilizó una estación meteorológica y un equipo de medición de temperatura (pirómetro). Las gráficas que contienen los resultados experimentales fueron elaboradas en el programa MATLAB.

Palabras clave: Bomba de calor, colector-evaporador, válvula expansión electrónica, válvula de expansión termostática, calentamiento de agua, coeficiente de rendimiento.

ABSTRACT

This document deals with the analysis of the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump by evaluating a thermostatic expansion valve and an electronic expansion valve as the best options for expansion devices, the components of said pump are: a compressor of 1/6 hp, expansion device, a copper condenser, and a collector plate painted black to increase the absorptivity. After an environmental analysis, the most eco-friendly refrigerant is used, this refrigerant is the R600a, refrigerant from which its thermodynamic properties have been obtained through the EES software. The tests have been tabulated with data obtained during a month and a half, every five minutes performing five tests a day evaluating different weather situations. The maximum temperature of the water that reached in the tests is 50 ° C, the time of heating of the water, as well as the efficiency of this, depend on the climatic condition that you have and the type of expansion device, for example, in days cleared at 12h00 with the thermostatic expansion valve an average radiation of 543.7 W · m⁻² and an ambient temperature of 19.7 ° C was reached, the equipment took 80 minutes to reach the temperature of 50 ° C. The efficiency of the system was in an optimal range between 2.43 and 5.58. Finally, with the electronic expansion valve an average radiation of 500.76 W · m⁻² and an ambient temperature of 18.7 ° C was reached, the equipment took 50 minutes to reach the water temperature of 50 ° C. The efficiency of the system was in the range of 3.83 and 7.48.

The implementation of the heat pump system aims to reduce the CO₂ emissions produced by traditional water heating equipment, in addition to the selected refrigerant can reduce the damage to the ozone layer and reduce the emission of gases that cause the greenhouse effect. To obtain data such as radiation, ambient temperature and wind speed, a meteorological station and a temperature measurement device (pyrometer) were used. The graphs that contain the experimental results were elaborated in the MATLAB program.

Keywords: Heat pump, collector-evaporator, electronic expansion valve, thermostatic expansion valve, water heating, coefficient of performance.

INTRODUCCIÓN

La vida en la tierra no sería posible sin el dióxido de carbono (CO_2). Éste se libera y se absorbe continuamente en diferentes procesos en el ciclo atmosférico, como la fotosíntesis, la fermentación y la putrefacción, que mantienen el efecto invernadero en un nivel constante [1]. El CO_2 es uno de los gases más abundantes en la atmósfera, siendo el más importante de los denominados gases de efecto invernadero (GEI) [2]. El calentamiento global a finales del siglo XXI dependerá de las emisiones de GEI acumuladas entre ahora y el futuro. Pero este calentamiento no es inevitable: la reducción de las emisiones de CO_2 llevaría a una disminución inmediata de la tasa de calentamiento global [3]. Los beneficios climáticos de las reducciones de emisiones se producirían en la misma escala de tiempo de las decisiones políticas y sociales que conducen a preservar el planeta [3]. En los últimos años, los problemas del alto consumo de energía, baja eficiencia y gran contaminación en el mundo han llevado al estudio de nuevas tecnologías de calentamiento de agua y aire acondicionado para aliviar este problema [4].

China ha demostrado ser el mayor emisor de CO_2 del mundo desde 2006 [5], solo el sector eléctrico representa el 40 % del total de las emisiones de CO_2 relacionadas con la energía de China [6]. El consumo de electricidad en China, Corea y Japón contribuyó negativamente a la reducción de emisiones de CO_2 , mientras que para EE.UU., Reino Unido, Francia, Alemania y Brasil favorecen positivamente en el sector energético a nivel mundial [7]. Al mismo tiempo, las bombas de calor asistidas por energía solar se han desarrollado como calentadores de agua debido a su buen rendimiento térmico [8]. La energía solar, a diferencia de los combustibles fósiles convencionales, es limpia, fácilmente disponible, no contaminante y la más inagotable de todas las fuentes de energía renovables [9]. Aproximadamente, del 80 – 85 % de la generación de energía total se obtiene de fuentes basadas en combustibles fósiles, y el 20 – 30 % de esta energía se consume en aire acondicionado [10].

La mayoría de los sistemas de refrigeración comercial, como los utilizados para el almacenamiento y procesamiento de alimentos, utilizan una válvula de expansión termostática (VET, por sus siglas en español) para medir el flujo de refrigerante entre el condensador y el evaporador de manera que el refrigerante se sobrecaliente en la entrada del compresor. De esta manera, el compresor está protegido contra daños por

la ingestión de líquidos y se optimiza el rendimiento de transferencia de calor del evaporador [11]. Las válvulas de expansión electrónica (VEE, por sus siglas en español) pueden lograr un control de flujo de refrigerante muy preciso con bajo porcentaje de error y pueden trabajar a velocidades de flujo muy altas [12]. El flujo de refrigerante está directamente relacionado con la temperatura de sobrecalentamiento de la evaporación y también afecta el coeficiente de rendimiento (*COP*, por sus siglas en inglés) [12]. A medida que aumenta el sobrecalentamiento, el ciclo de refrigeración tiende a alejarse de las condiciones idealizadas del ciclo de Carnot. La sustitución de una válvula de expansión termostática por una válvula de expansión electrónica es la justificación para aumentar el *COP* [12].

El objetivo general es analizar y comparar el rendimiento en una bomba de calor utilizando una válvula de expansión termostática y otra electrónica mediante el uso del refrigerante R600a.

Los objetivos específicos son:

- Establecer el estado actual de las válvulas de expansión, tanto termostática como electrónica.
- Determinar las ecuaciones necesarias que permitan estudiar el comportamiento de las válvulas de expansión electrónica y termostática dentro de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.
- Analizar los resultados del rendimiento del sistema mediante la presentación de gráficas comparativas, como el tiempo de calentamiento, *COP* y así determinar el dispositivo con el cual el sistema presenta un mayor rendimiento.

CAPÍTULO I

MARCO CONTEXTUAL DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR MEDIANTE EL USO DE DOS VÁLVULAS DE EXPANSIÓN

El presente capítulo se enfoca en describir los componentes de la bomba de calor asistida por energía solar, mediante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, detallando e interpretando la importancia de la válvula de expansión tanto termostática como electrónica en el sistema. Se explica todos los elementos que conforman el ciclo con sus principios de funcionamiento y características generales. Se presenta información sobre los diferentes dispositivos de expansión considerando antecedentes históricos, clasificación y principio de funcionamiento. También se presenta información sobre los diferentes fluidos de trabajo que existen en el mercado, tomando en cuenta su clasificación y propiedades termodinámicas. Se describe los diferentes refrigerantes hidrocarburos, así como los más amigables con el medio ambiente. Se da a conocer los instrumentos de medición, así como el software que realiza los cálculos y gráficos en el presente análisis comparativo con datos tabulados.

1.1 Antecedentes de la investigación

Los sistemas calentadores de agua domésticos, convencionales basan su funcionamiento en la quema de combustibles fósiles de forma directa o indirecta, generalmente tiene una baja eficiencia de conversión [13]. La industria energética que es dominada por el carbón, trae consigo graves problemas ambientales, como el calentamiento global, el agotamiento de la capa de ozono y los climas nebulosos [13]. La bomba de calor asistida por energía solar mediante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, se considera una alternativa prometedora debido a la capacidad de lograr una alta eficiencia energética y menos problemas de contaminación que a su vez alivian los problemas del alto consumo de energía [13]. El fluido de trabajo es un refrigerante, el cual se expande en un panel colector-evaporador por donde pasa desde una fase de transición de líquido a vapor debido a la ganancia de energía solar [14]. La ventaja de usar una bomba de calor de expansión directa con asistencia de energía solar (DX-SAHP, por sus siglas en inglés) en vez de una bomba de calor con asistencia solar convencional es, minimizar los 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 [14]. Otra ventaja de importancia es la eliminación de problemas de congelamiento de agua en el colector solar debido a la baja temperatura de congelamiento del refrigerante [14]. Los sistemas DX-SAHP están formados por cuatro componentes principales y se configuran en función del diseño arquitectónico de instalación o tipo de aplicación. Estos componentes son el colector-evaporador, el compresor, dispositivo de expansión térmica y el intercambiador de calor [15].

La función principal de una válvula de expansión termostática (VET) es regular la inyección de refrigerante en los evaporadores. Esta inyección de refrigerante se controla en función del recalentamiento necesario, por lo que la VET debe mantener un grado constante de sobrecalentamiento a la salida del evaporador [16, 17]. Con respecto a un sistema de refrigeración por compresión de vapor, la función de la válvula termostática es mantener una diferencia de presión requerida entre el condensador y el evaporador [18]. Permite medir el flujo de refrigerante que entra al evaporador a la misma velocidad con la que extrae el compresor. La válvula termostática es la encargada de proteger al compresor de la ingestión de líquidos, manteniendo un grado aceptable de sobrecalentamiento en la línea de succión; normalmente se establece entre 5 y 10 K [18].

Yan et al. [19], estudian el comportamiento de una bomba de calor asistida por energía solar mediante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, en el cual se recomienda que el compresor debe estar funcionando a 50 Hz en relación a la eficiencia energética [19]. La variación de la tasa de expansión (rango 0.4 - 0.9) en la válvula de expansión electrónica (VEE) es sensible a la frecuencia del compresor, lo que se pudo mostrar es un aumento de 0.49 a 0.85 cuando la frecuencia del compresor (ciclo por segundo) varía de 30 a 70 Hz, debido a que la tasa de expansión coincide con la tasa de flujo másico del refrigerante [19]. Los resultados indican que la tasa de expansión de la VEE debe ajustarse junto con la frecuencia del compresor para cumplir con los requisitos de funcionamiento y así generar un rendimiento adecuado al sistema [19]. El coeficiente de rendimiento (*COP*) está en 2.80 inicialmente. Aumenta y se obtiene el máximo de 3.12 cuando la frecuencia del compresor es de 50 Hz [19]. El incremento de la capacidad de refrigeración es mayor que el de la entrada de potencia

cuando la frecuencia varía de 30 a 50 Hz, y viceversa para la frecuencia del compresor que varía de 50 a 70 Hz. El *COP* del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con una frecuencia de 50 Hz es 11.4 y 5.4 % más alto que el de 30 y 70 Hz [19].

De Freitas et al. [20], presentan la configuración experimental del sistema DX-SAHP. Los componentes principales son la válvula de aguja (VET) como dispositivo de expansión, el colector- evaporador, el compresor alternativo y el enfriador de gas / depósito de agua caliente. La bomba de calor funciona con CO₂ como refrigerante en un ciclo transcrito (el CO₂ se enfría, pero no se condensa en la salida del enfriador de gas, manteniéndose por encima de la temperatura crítica [21]). La válvula de aguja tiene 1.6 mm² de área de orificio, los resultados obtenidos con el modelo matemático revelaron que una pequeña variación de la radiación solar conduce a una variación significativa en el sobrecalentamiento, por lo que requiere una acción inmediata del dispositivo de expansión [20]. En conclusión, una válvula de expansión electrónica es más adecuada que una válvula de expansión termostática, ya que puede satisfacer los parámetros de operación en el caudal másico del refrigerante al ingreso del evaporador, y también porque el sistema DX-SAHP podría operar a una condición transitoria continua en diferentes estados climáticos [20]. Los datos generados utilizando el modelo matemático pueden servir para determinar las funciones de transferencia necesarias al momento de controlar la VEE. Además, es importante notar que, en este estudio, una variación del 90 % en la radiación solar resultó en solo el 2 % de la variación en la eficiencia volumétrica del compresor [20].

Xia y Deng [22] establecieron un sistema experimental de aire acondicionado de expansión directa (DX A / C, por sus siglas en inglés) que tiene una VEE convencional con un controlador proporcional-integral (PI, por sus siglas en inglés), el sistema DX A / C está compuesto por dos partes, es decir, una planta de refrigeración DX (lado del refrigerante) y un subsistema de distribución de aire (lado del aire) [22]. Los componentes principales en la planta de refrigeración eran, un compresor de rotor de velocidad variable, una VEE controlado por PI, un evaporador con aletas de tubo de alta eficiencia y un condensador con aletas de placa de tubo enfriado por aire [22]. El evaporador se colocó dentro del conducto de suministro de aire para funcionar como una bobina de enfriamiento de aire. La velocidad del aire para el serpentín de enfriamiento fue de 1.98 m·s⁻¹, y la capacidad de enfriamiento nominal de salida de la

planta de refrigeración de 7.5 kW [22]. El fluido de trabajo era R410a, con una carga total de 5.8 kg. El grado de sobrecalentamiento (DS, por sus siglas en inglés) a la salida del evaporador, funciona como una señal de control de retroalimentación a la VEE para que esta pueda modular su apertura de forma automática, esto se puede evaluar midiendo la temperatura del refrigerante y la presión a la salida del evaporador [22]. Los resultados indicaron que, las velocidades del compresor y del ventilador de suministro se establecieron a 4680 rpm y 2880 rpm, respectivamente, el aire de entrada al sistema se mantuvo a 25 °C y 50 % de humedad relativa [22]. Utilizando la teoría de control clásica, se analizaron los ajustes PI y la constante de tiempo de la VEE en el sensor de temperatura. La apertura de la VEE varió entre el 35 y 45 % de su apertura total con un incremento del 2 % [22]. El estudio mostró que una mayor ganancia proporcional o integral daría lugar a una alta probabilidad de que el lazo de control de VEE - evaporador se vuelva inestable y reduce la velocidad de transferencia de señal del sobrecalentamiento (DS), aumenta las constantes de tiempo de VEE que ayudan a mitigar la inestabilidad del sistema. Los resultados confirmaron que las características operativas de una válvula de expansión en un sistema de refrigeración podrían afectar su estabilidad operativa [22].

Xiangqiang et al. [23], realizaron un sistema de bomba de calor asistida por expansión directa (DX-SAHP) que fue diseñado y construido en Qingdao, China, se usaba para suministrar agua caliente doméstica. Cuenta con una válvula de expansión electrónica, se desarrolló y probó una estrategia de control para el sistema en un amplio rango de condiciones de operación, lo que se demostró es poder regular el grado de sobrecalentamiento a la salida del colector-evaporador solar en un rango de 5 - 10 °C con un recorrido completo de 500 pasos [23]. La apertura de la VEE se reguló activamente con el controlador que se comunicaba con una computadora personal. Se determinaron valores promedio de todos los datos experimentales, donde $K_{ini,ref}$ es la apertura inicial de referencia de la VEE, I_{ref} es radiación solar de referencia y $t_{a,ref}$ es temperatura ambiente de referencia [23]. Siendo estos $K_{ini,ref}= 360$ pasos, $t_{a,ref}= 18$ °C y $I_{ref}= 360$ W·m⁻². El compresor funciona con la apertura de la VEE de K_{ini} (calculado de una ecuación) durante 5 min. Entonces se mide t_{sup} (grado de sobrecalentamiento) [23]. Una vez que t_{sup} está por debajo de 5 °C, K (constante de la ecuación diferencial) comienza a regularse de la siguiente manera: Si t_{sup} siempre está por encima de 5 °C dentro de los 20 minutos posteriores a la puesta en marcha, K también comienza a

regularse de acuerdo con los esquemas mencionados anteriormente. Aquí, el intervalo de regulación de la VEE es de 90 s [23].

Omojaro y Breilkopf [15], en su investigación utilizan un colector-evaporador, un compresor, válvulas de expansión termostáticas y el tanque del intercambiador de calor, esto presentó un *COP* de 34.27 % en el sistema, mientras que las eficiencias de los componentes se reportaron dentro del rango de 10.74 – 88.87 %. Según Mohanraj et al. [24], al comparar el rendimiento del refrigerante R22 y una mezcla de refrigerante RM30 (mezcla zeotrópica de R407C y gas licuado de petróleo) en un sistema DX-SAHP. Se informó que RM30 tiene una capacidad de calefacción 3.5 % más baja que R22 debido a un calor latente más bajo a temperaturas de operación más altas [15]. La viabilidad comercial de la aplicación de calefacción DX-SAHP demostró ser alta y representa el 75% de los trabajos de investigación revisados en este estudio. El colector-evaporador representa el 31 %, el compresor el 29 %, mientras que el 21 % y el 19 % representan el condensador y las válvulas de expansión, respectivamente, de los estudios de investigación [15].

Cho [25], instaló una configuración de prueba para analizar y comparar el rendimiento de las bombas de calor híbridas solares con los refrigerantes R22 y R744 en día soleado y nublado. Como resultado, la bomba de calor comenzó a funcionar después de las 18:00 hasta las 19:00 [25]. A medida que aumentaba la radiación solar, aumentaba la eficiencia del colector tanto para las bombas de calor híbridas solares R22 como para las R744, lo que provocaba una disminución de la pérdida de energía. El *COP* promedio de la bomba de calor R22 fue de 2.75 y el de la bomba de calor R744 fue de 2.52 para el día soleado [25]. Además, la bomba de calor híbrida solar R744 funcionó 3 horas más que la bomba de calor híbrida solar R22. Para el día nublado, el *COP* de la bomba de calor R22 fue de aproximadamente 3.21, mientras que el *COP* de la bomba de calor R744 fue de aproximadamente 2.75 [25]. Los índices de pérdida de energía del compresor y VEE con el refrigerante R744 para el día soleado fueron 3.6 y 7.4 % más altos que los de la bomba de calor R22. Esta investigación concluyó que, se requiere la bomba de calor híbrida solar R744 para mejorar la eficiencia del compresor y mantener el sobrecalentamiento [25].

Las válvulas de expansión termostáticas debido a su alta eficiencia y a lo fácil de adaptar a cualquier tipo de aplicaciones de refrigeración, es probablemente las más usada en la actualidad como dispositivo de control del refrigerante [16]. Según Lazzarin [26], el ahorro de energía que se obtiene entre una VET y una VEE es de un 8.6 % en los días más calurosos con una temperatura ambiente de 39 °C, durante los períodos más fríos, el ahorro de energía es muy alto (34.6 %) debido a la gran modulación y capacidad de ajuste de la VET, con respecto a VEE a baja presión de condensación, los ahorros de energía se reducen drásticamente gracias al controlador con el que trabaja la VEE y esto nos afirma que el costo de inversión en estos dispositivos no es alto en comparación al ahorro de calibración en el dispositivo de expansión [26].

Apréa [27] presenta un estudio experimental para evaluar el rendimiento energético en un estado estable y uno transitorio entre una VET y VEE ensamblado a un evaporador enfriado por aire y conectado a un sistema de refrigeración por compresión de vapor con un condensador enfriado por agua, que funciona con un compresor semi-hermético con refrigerante R22 y R407c [27]. Los resultados finales arrojan que en estado estable el *COP* de las dos válvulas era igual, mientras que en pruebas transitorias la VEE tiene mayor desempeño global ya que presenta pequeñas variaciones en dos condiciones. Cuando el sistema arranca con presión equilibrada, con una VEE presenta oscilaciones de 2 °C y con una VET presenta una oscilación de 6 °C [27]. En la segunda condición cuando la bomba arranca con presión no equilibrada y se tiene que la oscilación con la VEE es de aproximadamente 0.4 °C en la que las oscilaciones permitidas son 2 °C y con la VET se alcanza una oscilación de 2 °C [27].

1.2 Situación ambiental

La energía es esencial para el desarrollo económico, social y para mejorar la calidad de vida en todos los países [28]. Las fuentes de energía pueden ser fósiles (petróleo, carbón, gas natural, petróleo de esquisto, entre otros), alternativas renovables (biomasa, hidroeléctrica, eólica, solar, geotérmica, marina, hidrógeno, entre otros.) y fisionables (uranio, torio, entre otros) [29]. A nivel mundial, en vista de diferentes factores, como el rápido agotamiento de los recursos de combustible, la incertidumbre de combustibles fósiles, el aumento de la demanda mundial de energía, el aumento de las emisiones de contaminantes como el CO₂, afectan el sistema respiratorio y el

sistema nervioso de las personas, y que producen enfermedades de la piel y cambios climáticos (efecto invernadero, calentamiento de la Tierra), muchos estudios se han dirigido a investigaciones sobre el uso de diferentes fuentes de energía en lugar de petróleo y sus derivados [29]. Según lo discutido por Zhang y Conan [30], los Estados Unidos mantienen un volumen importante de demanda de energía, pero su cuota de consumo relativo está disminuyendo con el tiempo, de 24.1 % en 2010 a 19.8 % para 2050. Japón sostiene una demanda muy alta de petróleo con una cuota de 31.5 % en el mercado global en 2010, 27.7 % en 2030 y 24.8 % en 2050 [30]. Se proyecta que el consumo global de energía aumentará significativamente, creciendo en 2010 de 13.6 billones de toneladas equivalentes de petróleo (tep) a 44.6 billones de tep para 2050. Debido al papel de China dentro de los mercados mundiales de energía, la demanda mundial de carbón aumenta de 3.6 billones de tep en 2010 a 12.9 billones de tep en 2050 [30]. La demanda mundial de energía del carbón también se expande del 26.5 % en 2010 al 28.9 % en 2050, y el gas y la electricidad representan una parte de la demanda total en contratación. El 10 % de la población mundial explota el 90 % de los recursos de combustibles fósiles [28].

1.3 Emisiones de CO₂

El CO₂ es el gas de efecto invernadero más importante que se origina a partir de la quema de hidrocarburos, la descomposición de la biomasa, por ejemplo, de las plantas y de los procesos de respiración de humanos y animales [31]. Las emisiones de CO₂ del mundo en desarrollo aumentaron a 6753.2 Mt durante 2006-2016 y se espera que continúen creciendo en el futuro previsible [32]. China e India son los mayores emisores de CO₂ del mundo en desarrollo. Los países de China e India representan el 44,2 y el 10,6 %, respectivamente, del total de emisiones de CO₂ del mundo en desarrollo en 2016. Durante la última década, han contribuido en un 70,5 % del aumento de las emisiones y el 83,7 % del aumento de las emisiones globales [33].

India, que sufre una grave escasez de electricidad y tiene muy bajas emisiones de CO₂ per cápita, no tiene un objetivo explícito para controlar sus emisiones absolutas, pero se ha comprometido a reducir las emisiones por unidad del producto interno bruto (PIB) entre un 33 y un 35% para 2030 [34].

Después de varias reuniones y negociaciones, el Protocolo de Montreal sobre "Sustancias que agotan la capa de ozono" fue finalmente acordado y firmado inicialmente por 24 naciones y la Comunidad Económica Europea el 16 de septiembre de 1987 en la sede de la Organización de Aviación Civil Internacional (en Montreal y Canadá) para regular la producción y el comercio de las sustancias que agotan la capa de ozono [35]. Fue un hito en la historia de la refrigeración para que los países empiecen a prohibir los CFC (Clorofluorocarbonos) en todo el mundo como resultado de sus efectos potenciales en la capa de ozono estratosférico y el calentamiento global, a pesar del hecho de que los CFC eran conocidos como las sustancias químicas más útiles jamás desarrolladas. Siendo los más importantes, el gas de efecto invernadero (GEI) más abundante es el CO₂ y los otros son CH₄, N₂O, entre otros [35]. El efecto de los CFC en el cambio climático global puede variar considerablemente, contribuyendo aproximadamente en el rango de 15 a 20 % en comparación con el 50 % para el CO₂ [35]. Desde entonces, las actividades de investigación se han ampliado enormemente para realizar mediciones del nivel de ozono utilizando varios tipos de equipos terrestres o aéreos; por supuesto, más recientemente, la tecnología satelital se ha convertido en una técnica prominente para proporcionar hallazgos más precisos sobre los niveles de ozono en diferentes ubicaciones [35].

1.4 Fuentes renovables de energía

Las principales fuentes renovables de energía incluyen hidroelectricidad, biomasa, eólica, solar y geotérmica, representan más de una quinta parte del uso mundial total de energía. Todos los recursos de energía renovable pueden ser utilizados para generar electricidad. Además, la energía de biomasa, solar y geotérmica se utilizan para calentar y cocinar y la biomasa también se utiliza para el transporte (como etanol o metanol) [36].

1.4.1 Energía solar

La energía solar, como radiación directa o difusa, se comporta de manera similar al aire en términos de sus características [37]. Una bomba de calor de energía solar exhibe las desventajas de la bomba de calor de fuente de aire, como la baja eficiencia y la extrema variabilidad, con la desventaja adicional de un alto costo de capital, particularmente, porque en todos los casos, un almacenamiento de calor o sistema de refrigeración, es necesario en áreas con altos niveles de irradiación diaria [37].

Cada una de las fuentes de calor mencionadas anteriormente para bombas de calor presenta algunos inconvenientes. Actualmente, se está dedicando una considerable investigación a resolver los problemas técnicos y utilizar fuentes de calor alternativas. La energía solar puede proporcionar una fuente de calor adecuada, pero los sistemas solares actualmente son costosos, y el carácter intermitente de la energía solar requiere el uso de volúmenes de almacenamiento grandes y costosos [38].

1.5 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo ideal de compresión de vapor se considera como uno con compresión isotrópica, sin sobrecalentamiento de vapor y sin subenfriamiento de líquido. Los procesos operativos se describen a continuación en la Figura 1 [39]:

1 - 2: compresión isotrópica en el compresor, que conduce a un aumento de la presión y la temperatura desde los valores correspondientes a la evaporación p_0, t_0 a los de la condensación $p_c, t_2 > t_c$ [39].

2 - 2': enfriamiento isobárico en el condensador a presión p_c desde la temperatura t_2 a $t_2 = t_c$.

2' - 3: condensación isotérmica - isobárica en el condensador a presión p_c y temperatura t_c [39].

3 - 4: laminación isoentálpica en la válvula de expansión VEE, liderando el refrigerante desde el estado 3 del líquido a p_c, t_c en el estado 4 de vapor húmedo a p_0, t_0 .

4 - 1: evaporación isotérmica-isobárica en colector a presión p_0 y temperatura t_0 [39].

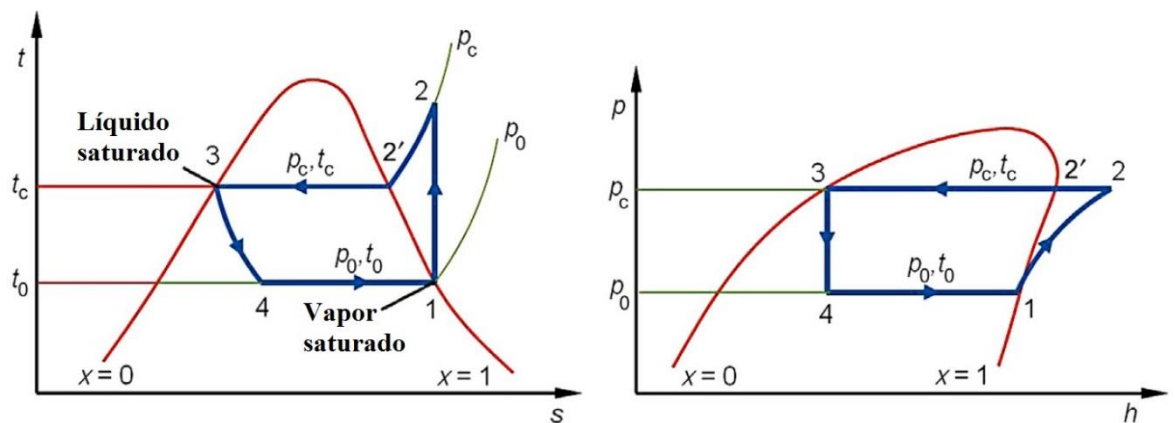


Figura 1. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en los diagramas $t - s$ y $p - h$ [39]

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor que se muestra en la Figura 1, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isotrópicamente hasta la presión del condensador [40]. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, debido al rechazo de calor hacia los alrededores. El refrigerante que se encuentra como líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión [40]. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor completando el ciclo [40].

El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor (Figura 2) se desvía del ciclo ideal de las siguientes formas:

- El proceso de compresión 1-2 en el compresor es adiabático, pero irreversible.
- El intercambio de calor del evaporador y el condensador se realiza con variación de temperatura finita, imprimiendo en estos procesos una marca irreversible; la temperatura promedio de la fuente fría t_s es mayor que la temperatura de evaporación t_0 , con la variación Δt_0 , y la temperatura promedio de la fuente de calor t_u es menor que la temperatura de condensación t_c , con la variación Δt_c [39].
- El flujo de refrigerante a través del sistema experimenta pérdidas de presión; y
- El equipo y las tuberías por las que pasa el fluido de trabajo intercambian calor con el medio ambiente [39].

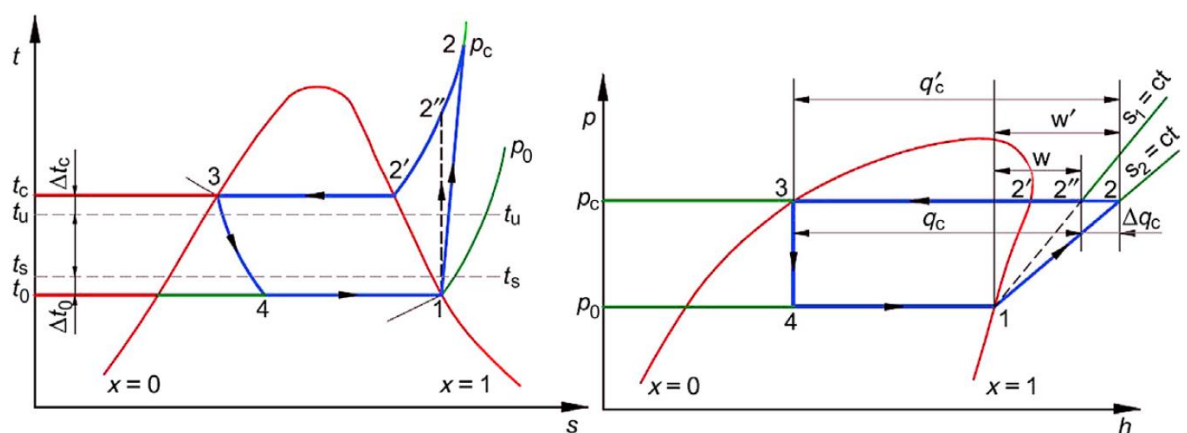


Figura 2. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor [39]

1.6 Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar

En un sistema DX-SAHP la energía solar se utiliza directamente para calentar el fluido de trabajo (refrigerante). En este sistema el fluido de trabajo de la bomba de calor fluye a través de un colector-evaporador solar integrado [41]. Debido a la radiación solar que incide sobre la unidad integrada y el efecto directo del entorno ambiental, el refrigerante sufre un cambio de fase de líquido a vapor, por lo que el proceso de evaporación tiene lugar en la fuente de calor, generalmente ubicada en el techo del edificio [41]. El refrigerante se evapora directamente en un colector-evaporador solar integrado. Dicho sistema se denomina bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar (DX-SAHP, por sus siglas en inglés) [41]. El diagrama real del sistema se puede apreciar en la Figura 3 y 4. Un tanque de almacenamiento térmico solo puede estar en el lado del condensador [42]. El refrigerante se evapora directamente cuando la radiación solar está disponible al absorber el calor del aire ambiente. La energía solar absorbida en el colector-evaporador se transfiere a través del condensador de la bomba de calor. En este caso, el fluido de trabajo condensado intercambia calor con agua en un almacenamiento térmico [42]. La irradiación solar se cambia con los días y las estaciones climáticas, por lo que la presión y la temperatura de la evaporación varían. Por lo tanto, para evitar que el flujo entre al compresor y el refrigerante se sobrecaliente innecesariamente, se usa un compresor de frecuencia variable. Esto se puede lograr controlando la válvula de expansión, que se abre automáticamente para diferentes frecuencias de compresor y bajo condiciones de operación [42].

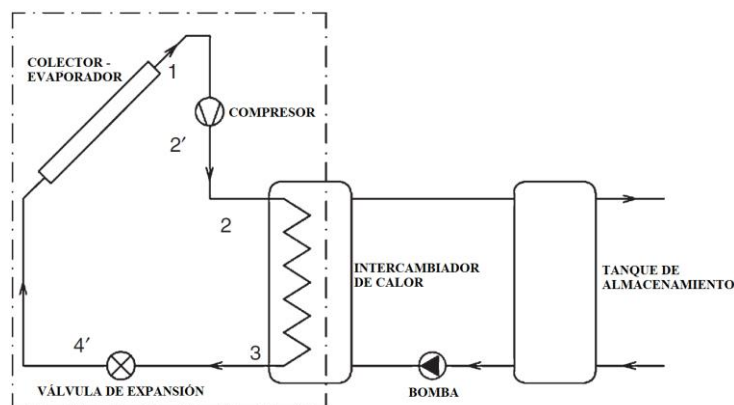


Figura 3. Diagrama de una DX-SAHP ideal [41]

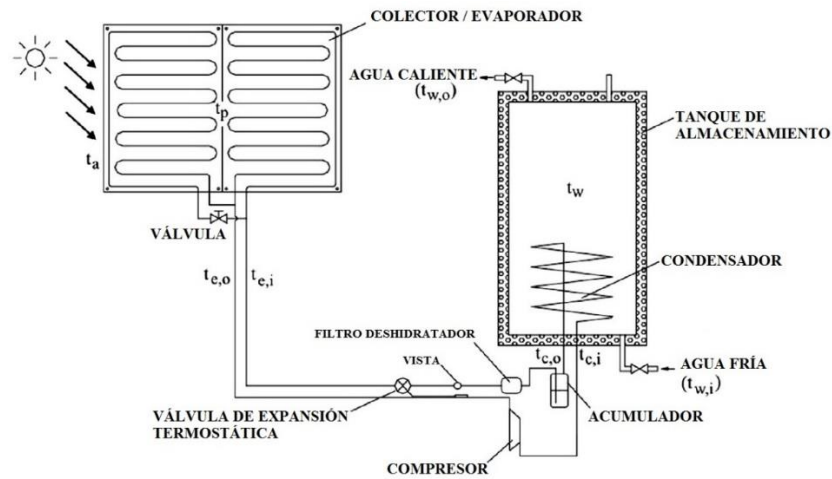


Figura 4. Esquema de calentador de agua DX-SAHP [43]

1.6.1 Ciclo termodinámico de un sistema DX-SAHP

El sistema consta de cuatro componentes principales empleados en un vapor típico ciclo de refrigeración por compresión de vapor; un colector-evaporador solar, compresor, condensador y una válvula de expansión [42]. La energía solar incidente, termina siendo absorbida por el refrigerante líquido después de hacer su recorrido a través de la sección de la aleta entre los tubos creando una mezcla de líquido a vapor hacia el compresor [42]. Al tomar en cuenta la Figura 5 sin valores ni variables en los ejes de coordenadas, se puede comprender el proceso termodinámico de mejor manera según el tiempo de uso que se le da al sistema [42].

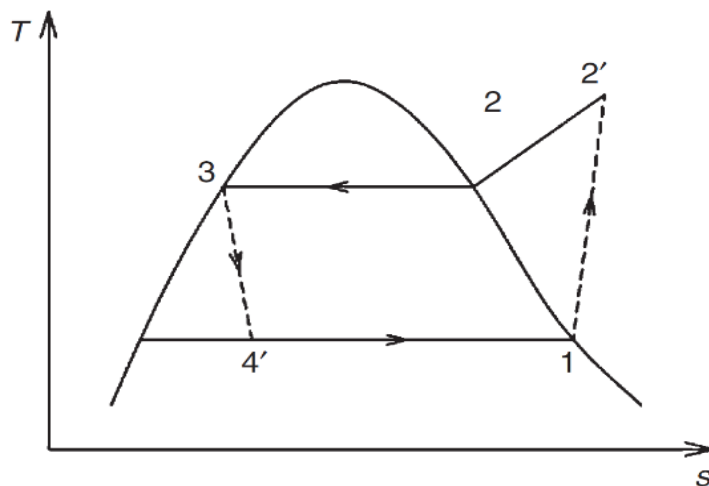


Figura 5. Diagrama t - s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [41]

1' – 2' Compresión no isentrópica. El vapor de refrigerante (fluido de trabajo) levemente sobrecalentado a baja presión fluye desde el colector-evaporador al compresor mecánico y se comprime al nivel requerido de presión y temperatura [41].

2' – 2 Rechazo del calor isobárico. El vapor sobrecalentado del fluido de trabajo a alta presión y temperatura fluye desde el compresor al intercambiador de calor (condensador). El rechazo de calor tiene lugar debido al gradiente de temperatura y pérdida de temperatura del flujo de vapor [41].

2 – 3 Rechazo de calor isobárico e isotérmico - condensación. El vapor atemperado a alta presión fluye a través del condensador. El vapor se condensa y cede el calor al fregadero, es decir, el agua que fluye a un tanque de almacenamiento (luego desde el almacenamiento hasta el circuito de calefacción) [41].

3 - 4' expansión isoentálpica. El líquido refrigerante saturado (o ligeramente subenfriado) del condensador fluye hacia la válvula de expansión termostática (acelerador) y se expande a baja presión y temperatura (proceso de expansión no isentrópico) [41].

4' – 1' Evaporación isobárica e isotérmica en el colector-evaporador debido a la radiación solar incidente en la placa plana. La mezcla de líquido - vapor saturado a baja presión y temperatura de la válvula de expansión termostática fluye a través del evaporador. Bajo la radiación solar, el fluido de trabajo se evapora y, a baja presión, fluye hacia el compresor, y el ciclo se repite [41].

1.6.2 Ventajas de la DX-SAHP

La principal ventaja de un sistema DX SAHP es la eliminación del intercambiador de calor intermedio que se requiere para los sistemas estándar SAHP con un circuito cerrado de fluido de trabajo del colector (mezcla anticongelante), lo que simplifica la construcción del sistema. Esto también mejora el rendimiento térmico del sistema solo si funciona en condiciones climáticas adecuadas [44].

En el sistema DX-SAHP, los tubos del colector solar transportan un refrigerante como fluido de trabajo y tanto la absorción de energía solar como los procesos de

evaporación del refrigerante se producen simultáneamente en el panel del colector-evaporador [45]. En contraste, en un sistema SAHP indirecto, el colector solar y el evaporador de la bomba de calor son dos unidades separadas conectadas a través de un intercambiador de calor intermedio [45].

Una ventaja adicional del sistema DX-SAHP se debe a la circulación de un refrigerante a través de los tubos colectores-evaporadores que los mantienen libres de corrosión [46]. Esto asegura una vida útil más larga, generalmente 20 años, ya que el sistema está completamente sellado como un refrigerador doméstico. Debido a estos aspectos beneficiosos, el sistema DX-SAHP ha sido objeto de muchos estudios recientes [46].

1.6.3 Inconvenientes de la DX-SAHP

Un problema muy importante para la operación del sistema DX SAHP es la selección de un refrigerante adecuado y parece ser uno de los principales problemas para el uso generalizado de dichos sistemas [47]. Otro tema crucial y crítico es el dimensionamiento de los paneles colector-evaporador. La capacidad térmica de los colectores solares (también llamados evaporadores) que recolectan energía solar debe coincidir con la capacidad de bombeo de calor del compresor [41].

1.6.4 Aplicaciones del sistema DX-SAHP

El uso de bombas de calor con asistencia solar para calefacción y refrigeración de viviendas tanto unifamiliares como multifamiliares han demostrado ser una aplicación exitosa y popular actualmente [38]. Existe una gran variedad de sistemas, dependiendo del propósito o tipo de aplicación, tomando en cuenta la naturaleza de la fuente de calor a baja temperatura y el medio que va a distribuir el calor al edificio (aire, agua, entre otros) [38]. La aplicación más común para DX-SAHP es el calentamiento de agua doméstica. Una bomba de calor DX-SAHP está compuesta por un colector no esmaltado, un almacén de agua caliente doméstica, un termo bloque, que comprende el compresor eléctrico, la válvula de expansión termostática o electrónica, el elemento de calentamiento auxiliar y el controlador [48]. Dentro del colector circula el refrigerante de la bomba de calor como fluido de transferencia de calor. En el sistema, el colector solar recibe energía de la irradiación solar para evaporar el refrigerante. Mientras el refrigerante pasa a través del colector, recolecta energía de los alrededores y se convierte en vapor [48]. El refrigerante evaporado entra en el compresor que eleva

la presión. En el condensador, el refrigerante se condensa y transfiere su calor latente al agua doméstica del inmueble. Antes de que el refrigerante regrese a la absorbente, una válvula de expansión termostática reduce su presión [48]. Como calentador de emergencia, un elemento de calentamiento eléctrico está ubicado en la parte inferior del inmueble a la altura del intercambiador de calor. El compresor es controlado por un termostato insertado dentro del inmueble [48].

Las bombas de calor asistidas por energía solar tienen un potencial significativo para ahorrar energía. Se pueden usar para recuperar el calor residual y elevar su temperatura a niveles más útiles [38]. Además, las nuevas ideas y equipos que aparecieron en la última década han simplificado la construcción de los sistemas de calefacción y enfriamiento con bomba de calor [38]. Las bombas de calor aparecen y funcionan de manera muy parecida a los acondicionadores de aire forzado, con la notable excepción de que pueden proporcionar calefacción y refrigeración [38]. Si bien las bombas de calor y los acondicionadores de aire requieren el uso de algunos componentes diferentes, ambos funcionan según los mismos principios básicos [38].

1.7 Compresor

1.7.1 Aplicación

Los compresores usados en la refrigeración industrial y residencial, son de 3 tipos principales: recíprocos, rotatorios y centrífugos. De los tres mencionados el más usado es el compresor recíproco o reciprocante [49]. Los compresores recíprocos se dividen: tipo abierto, semi - hermético y hermético. Para el presente estudio se utiliza el compresor recíproco hermético que se aprecia en la Figura 6 [49].



Figura 6. Compresor hermético reciprocante [49]

1.7.2 Características

Los compresores recíprocos herméticos. Este compresor es el indicado para volúmenes de desplazamiento reducido y eficaz para presiones de condensación relativamente elevadas y en altas relaciones de compresión [50]. Las ventajas de usar este tipo de compresor son varias como: adaptabilidad a diferentes refrigerantes (entre los refrigerantes más usados con este tipo de compresor recíproco están: R12, R22, R500, R502 y R717) [50], facilidad de desplazamiento de líquido a través de la tubería, su durabilidad, la sencillez de su diseño y costos relativamente bajos.

1.7.3 Principio de funcionamiento

El compresor funciona en dos etapas una de succión y la otra de compresión como se muestra en la Figura 7; cuando el pistón se mueve hacia abajo en la carrera de succión se reduce la presión en el cilindro, haciendo que la presión del cilindro sea menor que la línea de gas, ésta diferencia de presión abre la válvula de succión para recibir el refrigerante vaporizado a que fluya al interior del cilindro [51].

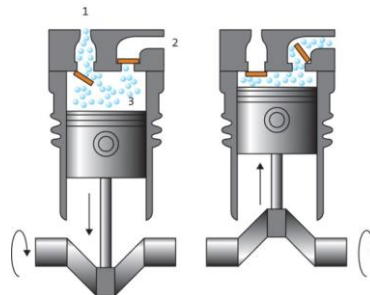


Figura 7. Esquema del pistón succión y compresión [51]

Cuando el pistón alcanza el fin de su carrera de succión e inicia la compresión, aumenta la presión cerrando la válvula de succión, hasta llegar a una presión donde exceda la presión existente en la línea de descarga del compresor lo que ocasiona que la válvula de descarga y el gas comprimido fluya hacia la tubería de descarga y al condensador, por último el pistón inicia nuevamente su carrera de succión reduciendo la presión en el cilindro y cerrando la válvula de descarga repitiéndose nuevamente el ciclo del compresor [52]. En general la capacidad refrigerante del compresor disminuye a medida que la temperatura condensante aumenta. Las temperaturas altas en la descarga no son deseables y deben evitarse en lo posible [50]. A mayor temperatura en la descarga mayor será la temperatura promedio en las paredes del cilindro y mayor será

el sobrecalentamiento del vapor de succión en el cilindro del compresor [50]. Además de ser esto adverso a la eficiencia del compresor, una temperatura alta en la descarga tiende a aumentar la rapidez de formación de ácido en el sistema, provocando la carbonización del aceite en la cabeza del compresor y producir otros efectos perjudiciales en el equipo [50].

1.8 Evaporador

Los evaporadores son intercambiadores de calor que están constituidos por un haz de tuberías en el que se evapora un fluido refrigerante el cual extrae el calor del espacio refrigerado [53].

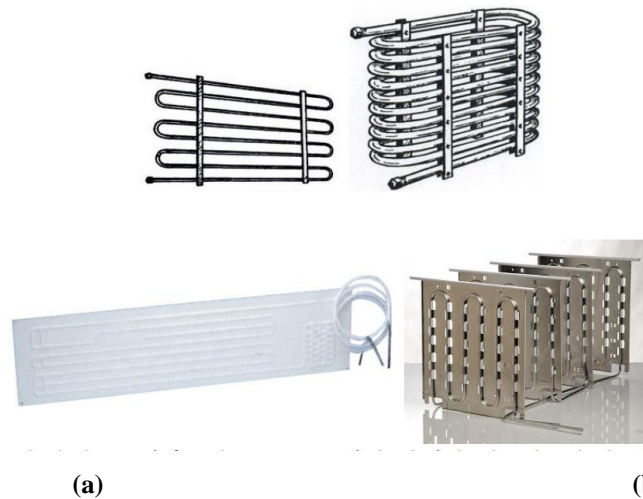


Figura 8. (a) Evaporador de tubo descubierto y (b) evaporador de placa [53]

Un evaporador es cualquier superficie de transferencia de calor en el cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar calor de un espacio o producto refrigerado [50]. Por su tipo de construcción existen dos tipos: los de superficie primordial (tubo descubierto) y superficie de placa Figura 8-b que son los más utilizados [50]. Estos tipos de evaporadores en especial el de superficie de placa, es el más común en sistemas de refrigeración domésticos por su forma de deshielarse fácilmente ya sea por la acción del cepillo o raspadura y por su construcción muy económica, mientras que en los evaporadores de tubo descubierto son más utilizados en sistemas de refrigeración comerciales e industriales, y por lo general son construidos de acero y cobre [50]. El tubo de acero se emplea para evaporadores de gran capacidad y que funcionan con amoníaco mientras que el tubo de cobre se usa para la fabricación de evaporadores

pequeños y que usen refrigerantes que no sean amoníaco [50]. Este estudio presenta un evaporador con tubo de cobre.

1.8.1 Colector de placa plana sin cubierta

Los colectores de placa plana sin cubierta como se muestra en la Figura 9 son los más adecuados para el calentamiento de piscinas, ya que solo es necesario que la temperatura del agua aumente unos grados por encima de la temperatura del aire ambiente [54]. Este tipo de colectores, sencillos y baratos consisten en un absorbedor, pero carecen de la cubierta transparente. No incluyen ningún aislamiento adicional, de manera que la ganancia de temperatura queda limitada a unos 20 °C sobre la del aire del ambiente [55]. Estos colectores son unidades de bajo costo que pueden ofrecer energía solar térmica rentable en aplicaciones tales como precalentamiento de agua para uso doméstico o industrial, calentamiento de piscinas, calefacción de espacios y calefacción de aire para aplicaciones industriales o agrícolas. Generalmente, estos colectores se utilizan cuando la temperatura de funcionamiento del colector está cerca de la temperatura ambiente [56].



Figura 9. Colector de placa plana sin cubierta [57]

1.9 Condensador

El condensador al igual que el evaporador es una superficie de transferencia de calor [50]. El calor del vapor refrigerante caliente pasa a través de las paredes del condensador para su condensación como se puede apreciar en Figura 10.

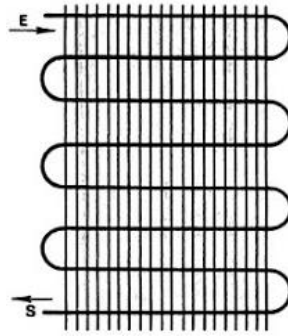


Figura 10. Esquema de un condensador [58]

Como resultado de la pérdida de calor hacia el medio condensante (agua o aire) el vapor refrigerante es primero enfriado hasta su saturación y después condensado hasta su fase de estado líquido. Los condensadores son de 3 tipos generalmente: enfriados por aire, enfriados por agua y evaporativos [50]. Debido a las diferentes aplicaciones en la refrigeración mecánica existen varios tipos de condensadores los cuales se pueden clasificar de la siguiente manera: por tipo de construcción, método de alimentación del líquido, condiciones de operación, métodos de circulación de aire (o líquido), tipo de control de refrigerante y por sus aplicaciones [50]. Los más comunes usados en sistemas de refrigeración son los enfriados por aire seguidos por los enfriados por agua los cuales calientan el aire o agua por la transferencia de calor que hay del refrigerante hacia ellos [50].

1.10 Dispositivos de expansión

El objetivo de un dispositivo de expansión es controlar el flujo de refrigerante, desde la condensación que se encuentra a alta presión en el sistema al evaporador de baja presión. En la mayoría de los casos, la reducción de la presión se logra a través de un orificio de flujo variable, ya sea modulante o de dos posiciones [59].



Figura 11. Varios tipos de dispositivos de expansión [60]

Existen algunas válvulas de expansión, como las de la Figura 11. Por ejemplo; válvulas de expansión manual, válvula de expansión automática, válvula de expansión termostática, tubo capilar y válvulas de expansión electrónicas, para el motivo de estudio se ha seleccionado tres: tubo capilar, válvula de expansión termostática véase en Figura 13 y válvula de expansión electrónica véase Figura 16 [59].

1.10.1 Tubo capilar (CT)

Estos dispositivos de expansión similares a la Figura 12, se usan ampliamente en refrigeradores de ciclo cerrado pequeños que funcionan con mezclas de refrigerantes, son de bajo costo y no posee piezas móviles [61]. Es el más adecuado para sistemas con menos de 3 toneladas de capacidad, como refrigeradores domésticos y climatizadores de ventana. Las dimensiones habituales de un tubo capilar típico son: 0.5 a 2.0 mm de diámetro interno y de 1.0 a 6.0 m de longitud [62]. El tubo capilar solo se monta en equipos probados en fábrica, con cargas exactas de refrigerante, los cuales no se aplican a sistemas instalados en campo [62].



Figura 12. Tubo capilar [63]

1.10.2 Válvula de expansión termostática

La VET debido a su alta eficiencia y a la facilidad de adaptarse a cualquier tipo de aplicaciones de refrigeración es probablemente la más usada en la actualidad para control de refrigerante [50].

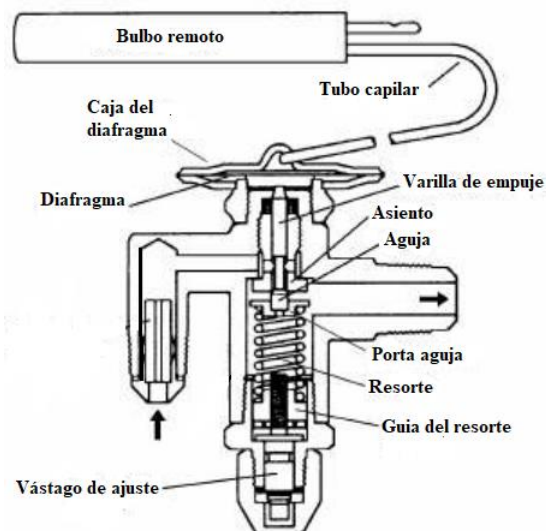


Figura 13. Válvula de expansión termostática, partes [59]

Las partes principales de una VET como se puede visualizar en la Figura 13 son: una aguja y asiento, fuelles o diafragma de presión, bulbo remoto cargado con fluido el cual está abierto en el lado de los fuelles o diafragma, un tubo capilar y un resorte cuya tensión es ajustada por un tornillo de ajuste. El bulbo se encuentra conectado con el tubo capilar y censa la temperatura de vapor del refrigerante, ubicado a la salida del evaporador. El bulbo y el tubo capilar se encuentran llenos de un fluido que puede ser líquido o gaseoso el cual sirve como un sensor que percibe la temperatura del gas de succión que pasa por este punto. Estos cambios de temperatura causan que, la presión del bulbo aumente o disminuya (presión transmitida por medio del tubo capilar) empujando al diafragma y haciendo que el orificio de la válvula se abra, permitiendo mayor flujo de refrigerante hacia el evaporador y quedando abierto hasta que la presión en el evaporador se incremente lo suficiente de tal forma que la suma de las dos presiones (presión del evaporador y presión del resorte de recalentamiento) se igualen a la presión del bulbo.

El diafragma funciona como un actuador en la VET, a través de un movimiento generado por tres presiones: presión de bulbo sensor, presión del evaporador y presión equivalente del resorte que se muestran en la Figura 14. Estas presiones generan el movimiento que se transmite por medio de dos barras de empuje permitiendo que el eje se mueva, entrando y saliendo del orificio de expansión de la válvula.

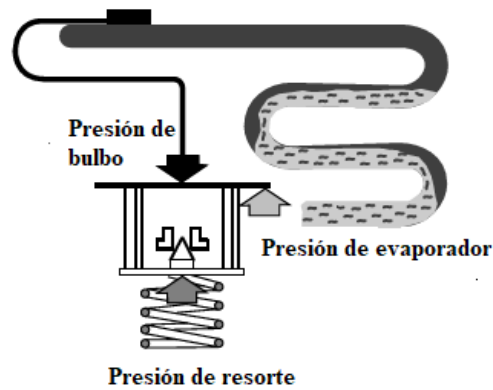


Figura 14. Presiones que actúan sobre el diafragma de una VET [64]

El vástago de ajuste está ubicado en la parte inferior, y sirve para variar la presión del resorte, si se gira el vástago en el sentido de las manecillas del reloj aumentara la presión del resorte haciendo que la válvula tienda a cerrarse por lo que se obtendrá más sobrecalentamiento en el evaporador esto ocasiona que aumente la presión en el bulbo siendo esta mayor a la presión del resorte lo que aumentará el paso de refrigerante [64]. Cuando se gira el vástago en el sentido contrario a las manecillas del reloj disminuye la presión del resorte siendo superada por la del bulbo y la válvula tiende a abrirse lo que ocasiona que haya un menor sobrecalentamiento. En las válvulas ajustables externamente existe un vástago de ajuste que permite alterar la presión del resorte [64].

La VET se basa en mantener un grado constante de sobrecalentamiento en la salida del evaporador, circunstancia que permite mantener al evaporador completamente lleno de refrigerante bajo las condiciones de carga del sistema sin peligro de derramar líquido en la tubería de succión [64]. Además, es adecuada para el control de refrigerante en sistemas que estén sujetos a variaciones grandes y realimentación de carga [64].

La VET, según Jia [65], en su investigación de un sistema mixto de aire acondicionado y calentador de agua, ha usado y comparado dos dispositivos de expansión, una VET y un CT donde se concluye que la VET logró un mejor desempeño general comparado con un tubo capilar (CT). Obteniendo grandes capacidades de enfriamiento y de calentamiento de agua, con un promedio de 16.3–19.4 % y 18.5–23.4 % más grandes que el sistema CT. El coeficiente general de rendimiento (*COP*) también se encontró

un aumento de 12.5 a 20.9 %. Los resultados confirmaron que se prefiere a una VET para su uso en SEHRAC ya que regula mucho mejor el paso de refrigerante. Sin embargo, para ambos sistemas, debido a una caída en el rendimiento de transferencia de calor del intercambiador de calor con el tiempo de funcionamiento, se observó una caída correspondiente en las capacidades de enfriamiento y calentamiento.

1.10.3 Válvula de expansión electrónica

Las VEE son las únicas que permiten el funcionamiento ideal del evaporador, manteniendo lleno de líquido, gas refrigerante permitiendo que salga solo gas sobrecalentado hacia el compresor sin ser dañado. Esta válvula de expansión ofrece un grado más preciso de control, de tal forma que brinda mayor protección al sistema.

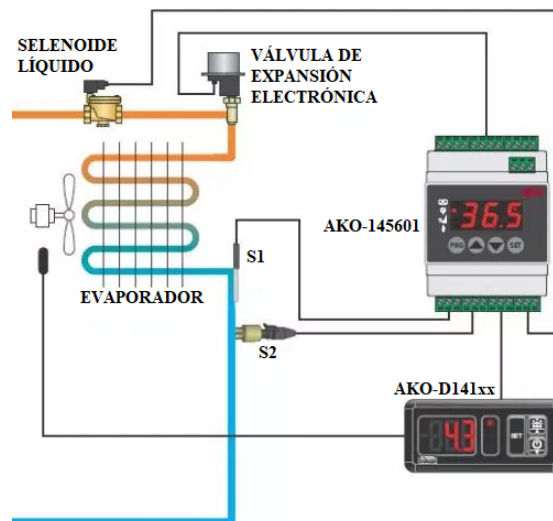


Figura 15. Elementos de un sistema de VEE [66]

Una VEE está conformada por elementos que tienen la función de alimentar el evaporador con refrigerante líquido y mantener un recalentamiento constante como se muestra en la Figura 15. Para conseguirlo se necesita de un sistema electrónico (controlador electrónico) que gobierne y mida los parámetros de recalentamiento a través de una serie de sondas (el número de sondas puede variar según el equipo), de presión y temperatura a la salida y entrada del evaporador para que por medio de un algoritmo pre-programado pueda predecir la apertura y cierre de la válvula según sea el caso.

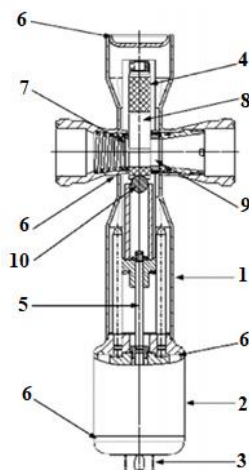


Figura 16. Partes internas de una válvula de expansión electrónica [67]

Como se debe esperar la válvula en sí contiene un mecanismo que consta de diferentes partes como se muestra en la Figura 16. Como son: (1) Cuerpo de acero, (2) motor paso a paso el cual recibe los pulsos del controlador electrónico para abrir o cerrar el caudal de refrigerante, (3) conector eléctrico medio por el cual llega los pulsos hacia el motor, (4) conjunto de jaula, (5) eje transmite el movimiento del motor, (6) Soldadura resistente, (7) puerto de entrada cerámico por donde entra el flujo de refrigerante proveniente del compresor, (10) esfera de acero el cual sella el paso de refrigerante y (9) puerto de salida cerámico por donde sale el refrigerante en estado líquido hacia el evaporador.

Las VEE ofrecen algunas ventajas como son: control de flujo preciso en una amplia gama de capacidades, respuesta rápida a cambios de carga, mejor control con poco recalentamiento por lo que se requiere menos superficie del evaporador para el sobrecalentamiento [67]. Una mayor superficie para la evaporación resulta en una mayor, la conexión eléctrica entre los componentes ofrece una mayor flexibilidad, la válvula se cierra cuando el sistema se apaga, lo que elimina la temperatura de evaporación y una mejor distribución del sistema lo que es importante para los sistemas compactos [67].

Las VEE incluyen un tipo de flujo continuo en el que el tamaño del orificio varía según el motor paso a paso y un tipo de ancho de pulso modulado (PWM, por sus siglas en inglés). Para esto se utiliza un controlador junto con la válvula [67]. El controlador debe estar pre configurado para el tipo de refrigerante y válvula y recibe información

de los sensores, por ejemplo: presión y temperatura a la salida del evaporador [67]. La señal de salida de la válvula inicia el ajuste del orificio [67]. El sobrecalentamiento del evaporador puede ser detectado por dos termistores, uno en las tuberías principales del evaporador y el otro en la salida de succión, y la señal utilizada para controlar el flujo de refrigerante [67]. El elemento de control final es una válvula solenoide pulsante o modulador [67]. El controlador también puede aceptar otras señales, como la temperatura de carga, la temperatura de descarga, la presión de condensación y la corriente del motor, y usarlas para proporcionar una efectividad óptima de la bobina para una potencia de entrada mínima.

1.11 Refrigerantes

El sector de refrigeración emplea acondicionadores de aire, refrigeradores domésticos, frigoríficos, pre enfriadores, bombas de calor y congeladores para diversas aplicaciones, que van desde la refrigeración de alimentos hasta la refrigeración de espacios, que esencialmente utilizan sistemas de refrigeración para lograr la velocidad de congelamiento necesaria a la temperatura deseada donde los refrigerantes se utilizan como fluidos de trabajo [35]. Estos refrigerantes tienen una alta capacidad de absorción de calor que los hace adecuados para la refrigeración [35]. A principios de la década de 1970, la introducción de clorofluorocarbonos (CFC) se consideró revolucionaria en comparación con las sustancias naturales [35]. Además de sus usos como refrigerantes en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, los CFC se han utilizado como agentes espumantes, propelentes en aerosol y solventes de limpieza desde principios de los años cincuenta. Hace casi dos décadas, los investigadores descubrieron que el cloro liberado por los CFC sintéticos migra a la estratósfera y destruye las moléculas de ozono, por lo tanto, la capa de ozono que se reconoció como agotamiento de la capa, es uno de los mayores problemas ambientales [35]. El uso extensivo de compuestos cada vez más nuevos es uno de los grandes problemas de nuestro tiempo [35]. En esta situación, no parece muy sensato reemplazar los CFC / hidroclorofluorocarbonos (HCFC) con una nueva familia de hidrocarburos ajenos a la naturaleza, para ser utilizados en cantidades de cientos de miles de toneladas cada año [35]. El objetivo principal de esta contribución es clasificar los refrigerantes tradicionales y potenciales para diversas aplicaciones de refrigeración y discutir sus clasificaciones, categorías, numeraciones, composiciones químicas, criterios de

selección, comportamientos de trabajo e impactos ambientales en la capa de ozono estratosférico y el calentamiento global [35].

1.11.1 Clasificación de los refrigerantes

Los refrigerantes son generalmente conocidos como los fluidos que absorben el calor durante la evaporación. Estos refrigerantes, que proporcionan un efecto de enfriamiento durante el cambio de fase de líquido a vapor, se usan comúnmente en sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor, así como en procesos químicos los refrigerantes primarios se clasifican en los siguientes grupos principales:

1.11.2 Refrigerantes naturales

Los refrigerantes naturales más utilizados son el amoníaco (R717), el CO₂ (R744) y los hidrocarburos como el isobutano (R600a) y el propano (R290). Estos son refrigerantes conocidos utilizados desde el siglo XIX [68].

1.11.3 Clorofluorocarbono

Los Clorofluorocarbonos (CFC) se caracterizan por una alta estabilidad química y térmica, no inflamabilidad y baja toxicidad [69]. Aunque los CFC son fisiológicamente inertes, pueden causar sensibilización cardíaca (es decir, sensibilización del corazón a la adrenalina del cuerpo) a altas concentraciones (por ejemplo, más del 10% en el aire) [69]. Esto puede llevar a arritmia cardíaca, lo que resulta en latidos cardíacos irregulares y, a veces, paros cardíacos. La inercia química, la estabilidad térmica, la baja toxicidad y la no inflamabilidad de estos CFC combinados con sus propiedades físicas únicas se utilizan en muchos campos de aplicación, incluyendo refrigerante para aire acondicionado, aerosol (propelente), agente de soplado para la fabricación de espuma, extintor de incendios, agente de limpieza, fluido dieléctrico, e implantación de iones de dispositivo semiconductor [69]. Sin embargo, se debe tener en cuenta que el calendario de eliminación de estos compuestos fue regulado por el Protocolo de Montreal (es decir, la producción de CFC terminó el 1 de enero de 1996 y sus aplicaciones fueron prohibidas) [69].

1.11.4 Hidrocarburos

Los hidrocarburos (HC) también se utilizaron como refrigerantes en el pasado, pero luego se excluyeron con la introducción de refrigerantes con CFC que son más seguros y permanecen en algunos complejos industriales como refinerías. Hoy en día, se utilizan principalmente como refrigerantes: isobutano (R600a), propano (R290), propileno (R1270) y algunas mezclas. Los refrigerantes HC son un gran sustituto de los CFC, por lo que las unidades que usan CFC pueden trabajar con HC sin grandes modificaciones porque los HC son compatibles con el cobre y son miscibles con los aceites minerales. Su lado negativo es que son muy fácilmente inflamables en el aire, y ese es el único obstáculo hacia un aparato amplio [68]. Los HC son los compuestos químicos que consisten principalmente en carbono e hidrógeno. Los HC incluyen metano, etano, propano, ciclopropano, butano y ciclopentano. Aunque los HC son altamente inflamables, ofrecen algunas ventajas como refrigerantes potenciales debido a que son de bajo costo de producción y tienen un potencial de agotamiento de la capa de ozono cero, un potencial de calentamiento global muy bajo (GWP, por sus siglas en inglés) y una baja toxicidad. Hay varios tipos de familias de HC que se describen brevemente de la siguiente manera:

Los hidrobromofluorocarbonos (HBFC) son los compuestos que consisten en hidrógeno, bromo, flúor y carbono.

Los HCFC son los compuestos que consisten en hidrógeno, cloro, flúor y carbono. Los HCFC se trataron originalmente como una clase de químicos temporales para usar y para reemplazar los CFC. Contenían cloro y, por lo tanto, causaban una cierta disminución de la capa de ozono estratosférico con un impacto más reducido que los CFC. Los HCFC tienen el potencial necesario para el agotamiento de la capa de ozono (ODP) que iban de 0.01 a 0.1. La producción de CFC con los ODP más altos se eliminó primero, seguida de otros HCFC.

Los hidrofluorocarbonos (HFC) son los compuestos que consisten en hidrógeno, flúor y carbono. Estos se consideraron una clase de reemplazos para los CFC, debido al hecho de que no contenían cloro ni bromo y por lo tanto no agotan la capa de ozono estrato-esférica. Todos los HFC tienen un PAO de 0. Sin embargo, algunos HFC tenían

GWP altos debido a su contenido de carbono. Los HFC están numerados de acuerdo con un esquema estándar [35].

El bromuro de metilo (CH_3Br) era un compuesto que consistía en carbono, hidrógeno y bromo. Se consideró un pesticida efectivo y se usó para fumigar el suelo y muchos productos agrícolas. Debido a que contenía bromo, potencialmente agotó la capa de ozono estratosférico con un PAO de 0,6. Su producción fue prohibida en varios países, como en los Estados Unidos que terminó en diciembre de 2000 [35].

El metilcloroformo (CH_3CCl_3) fue otro compuesto que consiste en carbono, hidrógeno y cloro. CH_3CCl_3 se utilizó como un disolvente industrial. Su PAO fue de 0.11. Para aplicaciones de refrigeración, una serie de HC, como metano (R-50), etano (R-170), propano (R290), n-butano (R600) e isobutano (R600a) que son Tratados como refrigerantes prácticamente adecuados, se emplean para una gran variedad de procesos sectoriales [35].

Las tres categorías de mezclas utilizadas en aplicaciones de A / C y refrigeración son azeótropos, cerca de azeótropos (cuasi azeótropos) y los zeótropos. Una mezcla azeotrópica mantiene un punto de ebullición constante y actúa como una sustancia única en estado líquido y vapor. Las mezclas de refrigerantes azeotrópicos se utilizan en aplicaciones de refrigeración a baja temperatura. El objetivo de las mezclas azeotrópicas cercanas es ampliar el rango de alternativas de refrigerantes más allá de los compuestos individuales. Los azeótropos cercanos tienen la mayoría de los mismos atributos que los azeótropos. Sin embargo, las mezclas azeotrópicas cercanas pueden alterar su composición y propiedades en condiciones de fuga. Las mezclas de refrigerantes zeotrópicos son mezclas de dos o más refrigerantes que se desvían de las mezclas perfectas [70]. Una mezcla zeotrópica no se comporta como una sola sustancia cuando cambia de estado [70]. En su lugar, se evapora y se condensa entre dos temperaturas (temperatura de deslizamiento) [70]. Las características de cambio de fase de la mezcla de refrigerante zeotrópico (ebullición y condensación) no son isotérmicas [70]. Las sustancias zeotrópicas tienen un mayor potencial para mejorar la eficiencia energética y la modulación de la capacidad [70]. Sin embargo, el principal inconveniente de la mezcla de refrigerante zeotrópico es la fuga preferencial de componentes más volátiles que conducen a un cambio en la composición de la mezcla

[70]. La letra minúscula significa un gas isómero, ejemplo en el R-134a. Esta indica la simetría en pesos atómicos. El más simétrico no tiene letra y al aumentar la asimetría se colocan las letras a, b, c, entre otros [71]. La letra mayúscula denota una mezcla zeotrópica y queda dentro de la serie 400. Ejemplo en el R-401A. Las letras A, B, C, a la derecha del número se utilizan para diferenciar mezclas con los mismos componentes, pero con diferente proporción. Ejemplo: R-401A, R401B, R401C [71].

1.11.5 Propano (R290)

El propano se ha utilizado como medio de trabajo en grandes plantas de refrigeración durante muchos años, especialmente en la industria de procesamiento petroquímico [35]. Tiene excelentes propiedades termodinámicas que se aproximan a las del amoníaco, pero el riesgo de explosión y de incendio es mucho más grave [35]. Esto ciertamente limitará su aplicación en el campo de la refrigeración normal, aunque el riesgo no debe sobreestimarse [35]. Los gases combustibles son comunes en muchas aplicaciones técnicas y no causan muchos problemas cuando se observan simples precauciones. Otra área donde el propano o las mezclas de HC ofrecían la oportunidad de ser potencialmente empleados para sustituir el R-12 en refrigeradores y congeladores domésticos, y también quizás en pequeñas unidades de aire acondicionado. Los extensos estudios realizados en el pasado confirmaron que el riesgo involucrado en el uso de R290 es insignificante.

Los pocos cientos de gramos necesarios en un pequeño acondicionador de aire también parecen ser perfectamente aceptables con un diseño adecuado [35]. En un estudio realizado por James y Missenden [72], encontraron que el propano puede sustituir al R-12 con un rendimiento similar a una carga más baja y concluyeron que el propano es una alternativa atractiva y ecológica. Aunque el propano es muy estable y cumple con los requisitos de refrigeración (por ejemplo, *COP*, relación de presión, descarga comparativa, entre otros.) fácilmente, la única preocupación es sus características reactivas, como la combustión y la halogenación.

1.11.6 Isobutano (R600a)

Se espera que el R600a sea un refrigerante alternativo a largo plazo debido a su potencial de calentamiento global (GWP) despreciable y su rendimiento termodinámico favorable. El isobutano y las mezclas con isobutano son alternativas

apropiadas en comparación a R134a y R12 para la refrigeración doméstica [73]. Sin embargo, R600a es el hidrocarburo más utilizado, es el refrigerante con más del 95 % de participación de mercado en muchos países. En 2004, el 33 % de la producción mundial de refrigeradores domésticos usaba isobutano puro o sus mezclas. El R600a tiene una densidad más alta que el aire y, en caso de fugas, se extiende cerca del piso; por lo tanto, el riesgo de inflamabilidad aumenta. Por otro lado, una menor carga de refrigerante reduce el riesgo de explosión. En los refrigerantes, se encontró que R600a requiere una cierta cantidad de sobrecalentamiento antes de la compresión. Para satisfacer esta necesidad, se recomienda intercambiadores de calor compactos y geometrías mejoradas [73]. El R600 es un 50 % más de eficiencia energética que R134a. Además, se encontró que la mayor destrucción de energía se produce en el compresor, seguido del condensador, la válvula de expansión, el evaporador y el intercambiador de calor interno. La destrucción de la energía en el compresor fue mayor que en otras partes del sistema de refrigeración, hasta el 69 % de la destrucción de la energía total [74].

1.11.7 Ventajas del R290 y R600a

El propano (R290) tiene una ventaja especial para su uso en turbo compresores debido a su masa molar casi ideal. Una mezcla de propano-butano puede ser ventajosa para lograr un deslizamiento de la temperatura que coincida con el caudal de aire limitado del evaporador y el condensador [35]. La temperatura de descarga del compresor es más baja para R290 y R600a que para R134a. Esto sugiere que se pueden usar compresores de diseño similar con estos refrigerantes y que tengan lubricantes menos contaminantes al ambiente [75]. Los refrigerantes R600 y R600a presentan muchas características deseables, como la presión de operación, el caudal másico, la temperatura de descarga y el coeficiente de rendimiento [76]. Sin embargo, el GLP parece ser un candidato apropiado a largo plazo como reemplazo del R134a [77].

1.11.8 Desventajas de R290 y R600a

Un rendimiento relativamente bajo para R600a se puede atribuir a su capacidad volumétrica relativamente baja, que se puede resolver aumentando el tamaño del compresor [75]. El tiempo de funcionamiento de la bomba de calor es más corto para R290, mientras que para R600a es aproximadamente un 33 % más en comparación con el sistema de base que contiene R134a. El R600a requiere un tamaño de compresor

relativamente más grande para cumplir con el rendimiento de referencia que utiliza el refrigerante R134a [75]. El uso de los hidrocarburos R290, R600 y R600a en un refrigerador doméstico muestran que el R290 no puede usarse como reemplazo de refrigerante debido a su alta presión de operación en comparación con R134a [76].

Tabla 1. Características e impacto ambiental de diferentes refrigerantes [75]

| Grupo de refrigerantes | Ejemplo de refrigerantes | ODP | GWP₁₀₀ | Vida atmosférica (años) | Inflamabilidad |
|-------------------------------|---|------------|--------------------------|--------------------------------|--|
| CFCs | R11, R12, R115 | 0.6-0.1 | 4750- 14400 | 45-1700 | No inflamable |
| HCFCs | R22, R141b, R124 | 0.02-0.11 | 400-1800 | 1-20 | No inflamable |
| HFCs | R407C, R32, R134a | 0 | 140- 11700 | 1-300 | No inflamable o ligeramente inflamable |
| HFOs | R1234fy, R1234ze, R1234yz | 0 | 0-12 | - | Ligeramente inflamable |
| Refrigerantes naturales | R744, R717, HC (R290, R600, R600a) | 0 | 0 | Pocos días | HCs: Altamente inflamable R717: inflamable R744: No inflamable |

Los potenciales de calentamiento global (GWPs) se utilizan para calcular un indicador agregado en unidades de kilogramos de dióxido de carbono equivalente. Un GWP se basa en la posibilidad de que un gas cause un forzamiento radiactivo (para cambiar el equilibrio de la energía que entra y sale de la atmósfera) en comparación con el potencial del dióxido de carbono para hacerlo, durante un período de tiempo determinado. Los estudios de la huella de carbono generalmente asumen una perspectiva de tiempo de 100 años (GWP₁₀₀) [78].

1.12 Equipos de medición

La temperatura ambiente, la temperatura de la superficie del colector, la temperatura del refrigerante en varias ubicaciones del sistema y las temperaturas del agua en la estación térmica (ST, por sus siglas en inglés) se midió mediante termopares de cobre y de contraste. Las presiones bajas y altas a través del compresor se midieron con medidores de presión.

Para proteger el compresor de sobrecargas, se conectaron interruptores de corte de baja y alta presión al compresor [43]. Se montó un piranómetro solar cerca del colector para medir la radiación solar instantánea y se midió el consumo de energía del sistema con un vatímetro [43]. Los procesos de medición anteriores fueron monitoreados y controlados por un sistema basado en computadora personal (PC). Los datos se registraron en cada intervalo de 5 minutos en un registrador de datos, que luego se utilizó para el análisis [43].

1.12.1 Estación meteorológica

Una estación meteorológica es una estructura o dispositivo dotado de varios instrumentos de medición como sensores, que tienen la capacidad de registrar y coleccionar información meteorológica en forma automática y en tiempo real, que permiten monitorear la variación de la temperatura del aire, humedad relativa, radiación solar, humedad foliar, dirección y velocidad del viento, lluvia, humedad relativa, temperatura del suelo, presión atmosférica, entre otras [79].

Puede realizar en forma continua y mecánica registros de diferentes variables. Necesitan de personal u observador meteorológico, quien se encarga de realizar las lecturas de algunos de los aparatos de medición a determinadas horas del día, además debe de cambiar las bandas de registro de algunos instrumentos [80]. La estación meteorológica Ambient Weather, es muy fácil de instalar y su tecnología inalámbrica permite adjuntar los datos en tiempo real. Es un sistema exacto, preciso y económico [81]. Transmite 915 MHz desde la matriz del sensor exterior y el sensor de temperatura interior a la consola de la pantalla [81].

La estación meteorológica transmite la temperatura exterior, la humedad, la velocidad del viento, la dirección del viento, la lluvia, los rayos UV y la radiación solar desde el conjunto de sensores todo esto uno [81]. También obtiene el punto de rocío, el índice de calor, la tasa de precipitación y un gráfico proporciona tendencias detalladas para el barómetro, la temperatura y la humedad. La pantalla incluye unidades de medida métricas e imperiales, condiciones de alarma alta y baja con alerta sonora y calibración de todos los parámetros principales. El conjunto cuenta con un escudo de radiación de termo higrómetro de pagoda con aspiración pasiva para la máxima precisión, un nivel de burbuja para la instalación de plomada y un panel solar [81].



Figura 17. Estación meteorológica Ambient Weather [81]

1.12.2 Características

El conjunto de sensores integrados todo en uno inalámbricos mide la velocidad del viento, la dirección del viento, la temperatura, la humedad, la velocidad del viento, la dirección del viento, la lluvia, los rayos UV y la radiación solar. Sensor inalámbrico de barómetro y termómetro para interiores. Pantalla TFT LCD a todo color. Soporta unidades de medida tanto imperiales como métricas. Transmisión inalámbrica de RF de 915 MHz con un rango de línea de visión de 300' (100' en la mayoría de las condiciones, con la excepción de las barreras metálicas). Calibración de todos los parámetros medidos [81].

1.12.3 Especificaciones técnicas

Tabla 2. Especificaciones técnicas de la estación meteorológica [81]

| Dispositivo | Variable de medición | Especificaciones |
|---------------------------|----------------------|--------------------------------|
| ESTACIÓN METEOROLÓGICA | Temperatura interior | Rango: 32 a 140 K |
| | | Precisión: ± 2 K |
| | Temperatura exterior | Resolución: 0.1 K |
| | | Rango del sensor: - 40 a 140 K |
| | Humedad interior | Precisión: ± 2 K |
| | | Resolución: 0.1 K |
| | Humedad exterior | Rango: 10 a 99 % |
| | | Precisión: ± 5 % |
| Presión barométrica | Resolución: 1 % | |
| | Rango: 10 a 99 % | |
| Radiación solar | Precisión: ± 5 % | |
| | Resolución: 1 % | |

1.12.4 Pirómetros de radiación parcial o pirómetros ópticos

Son los instrumentos que miden la temperatura de un cuerpo en función de la radiación luminosa que éste emite [82]. Determinan la temperatura de una superficie en base a la ley de radiación de Planck considerando un valor de longitud de onda de la radiación emitida por la superficie [82].

Los pirómetros ópticos manuales se basan en la desaparición del filamento de una lámpara al compararlo visualmente con la imagen del objeto enfocado. Pueden ser de dos tipos: de corriente variable en la lámpara y de corriente constante en la lámpara con variación del brillo de la imagen de la fuente.

Los pirómetros ópticos automáticos consisten en un disco rotativo que modula la radiación del objeto y la de una lámpara de referencia que inciden en un foto-tubo multiplicador, este envía una señal de salida en forma de onda cuadrada de impulsos de corriente continua que convenientemente acondiciona y modifica la corriente de alimentación de la lámpara de referencia hasta que coinciden en brillo la radiación del objeto y la de la lámpara [82]. En este momento, la intensidad de corriente que pasa por la lámpara es función de la temperatura [82].

1.12.5 Pirómetros de radiación total

Son los que miden la temperatura captando toda o una gran parte de la radiación emitida por el cuerpo. El medio de enfocar la radiación que le llega puede ser una lente o un espejo cóncavo. Determinan la temperatura de una superficie en base a la ley de Stefan-Boltzmann, es decir consideran la radiación emitida por la superficie en todas las longitudes de onda. El instrumento suele ser de foco fijo o ajustable en el foco, y el elemento sensible puede ser un simple par termoeléctrico en aire o en bulbo de vacío o una pila termoeléctrica de unión múltiple en aire [82].

1.12.6 Piranómetro

La Organización Meteorológica Mundial define radiación global como la radiación solar en el intervalo espectral de 0.3 a 3 μm recibida sobre una superficie plana horizontal desde un ángulo sólido de 2π sr [83].

El instrumento necesario para medir la radiación global es el piranómetro. Este se utiliza a veces para medir la radiación incidente sobre superficies inclinadas y se dispone en posición invertida para medir la radiación global reflejada (albedo). Para medir solamente la componente difusa de la radiación solar, la componente directa se cubre por medio de un sistema de pantalla o sombreado [84].

1.12.7 Termómetro infrarrojo

El termómetro infrarrojo es un dispositivo confiable que se usa para medir la temperatura de la superficie del objeto, y es aplicable a varios objetos calientes, peligrosos o difíciles de alcanzar sin contacto seguro y rápido. Simplemente apunte el punto láser, presione el botón y lea la temperatura en menos de un segundo. Hace que apuntar sea aún más preciso [85].

1.12.8 Características

Función de almacenamiento de memoria (hasta 12 datos). Altamente preciso y confiable. Indicación de la vida de la batería de 3 niveles [85]. Apagado automático. Función de almacenamiento / recuperación de datos. Función de retención de datos. Temperatura de la superficie de acceso en 1 segundo. Seleccionable entre ° C y ° F. Funciones de temperatura máxima, mínima, media y diferencia. Alarma ajustable de alta / baja temperatura [85].

Selección de puntero láser objetivo, El termómetro infrarrojo es un dispositivo confiable que se usa para medir la temperatura de la superficie del objeto, y es aplicable a varios objetos calientes, peligrosos o difíciles de alcanzar sin contacto seguro y rápido. Simplemente apunte el punto láser, presione el botón y lea la temperatura en menos de un segundo. Hace que apuntar sea aún más preciso [85].



Figura 18. Termómetro infrarrojo [85]

1.12.9 Especificaciones

Tabla 3. Especificaciones técnicas del piranómetro infrarrojo [85]

| Dispositivo | Variable de medición | Especificaciones |
|------------------------|----------------------|---|
| Piranómetro infrarrojo | Temperatura | Rango: -30 ~ 1150 °C -22 ~ 2102 °F Exactitud: 0 ~ 1150 °C (32 ~ 2102 °F): ± 1.5 °C (± 2.7 °F) o ± 1.5% -18 ~ 0 °C (0 ~ 32 °F): ± 3 °C (± 5 °F) lo que sea mayor Resolución: 0.1 °C / °F |
| | Emisividad | Ajustable por el usuario y pre ajustado a 0.95 |
| | Humedad | 10 ~ 95% R.H. sin condensación hasta 30 ° C (86 °F) |
| | Respuesta espectral | 8 ~ 14µm |
| | Presión barométrica | Rango: 8.85 a 32.50 inHg Precisión: ± 0.08 inHg Resolución: 0.01 inHg |
| | Radiación solar | Rango: 0 a 400,000 lux Precisión: ± 15 % |

1.12.10 Anemómetro

La función de un anemómetro (algunas veces con veleta) es la de medir algunas o todas las componentes del vector velocidad del viento. Lo más común es expresar el viento como un vector de 2 dimensiones, considerando solo la dimensión horizontal, ya que la componente vertical es muy pequeña cerca de la superficie [86]. Sin embargo, en algunos casos la componente vertical es importante y existen hoy en día anemómetros diseñados para medir las 3 componentes. El vector se puede escribir en sus componentes ortogonales: u, v y w. Otra alternativa es escribir el vector con su

intensidad y dirección, en el caso del vector horizontal, la dirección del viento es la dirección desde donde el viento viene medido en grados en sentido del reloj desde el Norte [86].

1.13 Selección de alternativas

Se realiza un análisis de diferentes alternativas que pueden ser consideradas para el proyecto de investigación, valorando cada una de ellas sus características más importantes para llegar a seleccionar la más adecuada para el sistema. Se considera como base un método cuantitativo, el mismo que Yan et al. [19], carga de refrigeración máxima de 10 kW

Tabla 4. Rendimiento, consumo de energía, entre otros de válvulas de expansión

| Referencia | Dispositivo de expansión | Refrigerante | Consumo de energía (kW) | Sobrecalentamiento del evaporador (°C) | COP |
|------------------------|--------------------------|-----------------|-------------------------|--|------|
| Yan et al. [19] | VEE | R134a | 24.48 | 8 | 2.80 |
| Xia & Deng [22] | VEE | R410a | - | 8 | - |
| De Freitas et al. [20] | VEE | CO ₂ | - | 6 | 3.12 |
| Lazzarin & Noro [26] | VET | R22 | 30.63 | 5.9 | 4.5 |
| Eames et al. [18] | VET | R404a | 15 | 11.25 | - |
| Jia [87] | CT | R134a | - | 8.1 | 1.9 |
| Jia [88] | CT | R22 | - | 3.4 | 4.5 |
| Duarte et al. [89] | VET | R600a | 24 | 7.4 | 2.4 |

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

A continuación, se muestra la Tabla 5, sobre el análisis cuantitativo en los diferentes tipos de dispositivos de expansión; se puede considerar de manera imparcial la opción más adecuada para el sistema mediante una matriz de análisis según Godet [90], que utilizará una escala del 1 al 5, donde:

- 1 = no influye
- 2 = influencia débil

- 3 = influencia media
- 4 = influencia fuerte
- 5 = influencia potencial

Tabla 5. Análisis cuantitativo de las alternativas

| Alternativas | Necesidades | | | | | Valor Global | Valor porcentual |
|--------------|------------------------|----------------------------|----------------------|-----------------------|-------|--------------|------------------|
| | Facilidad de operación | Facilidad de mantenimiento | Tamaño del prototipo | Eficiencia energética | Costo | | |
| VEE | 5 | 5 | 4 | 5 | 2 | 21/25 | 84 % |
| VET | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 | 17/25 | 68 % |
| CT | 4 | 4 | 5 | 2 | 5 | 20/25 | 80 % |

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

Los argumentos de cada necesidad se presentan en la tabla que se muestra a continuación:

Tabla 6. Argumentos de cada necesidad

| Necesidades | Argumento |
|-----------------------------------|--|
| Facilidad de operación | El funcionamiento es sencillo, confiable y amigable para el operario del equipo. |
| Facilidad de mantenimiento | El mantenimiento es innecesario debido al poco desgaste del dispositivo por no tener piezas móviles. |
| Tamaño | Debido al diseño de la máquina el tamaño es muy importante al momento del montaje y funcionamiento. |
| Eficiencia energética | La máquina requiere de una alta eficiencia energética por depender de energía solar. |
| Costo | El costo debe ser adecuado para el tipo carga de refrigeración. |

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

A continuación, se presentan ciertas consideraciones relacionadas al presente capítulo: La válvula de expansión electrónica muestra un excelente rendimiento en el control de flujo rápido y preciso para un amplio rango de caudal de refrigerante, lo que es útil para alcanzar el estado estable rápidamente y reducir el consumo de energía durante la regulación repetida [88]. Las VEE permiten una optimización del recalentamiento, que se puede ajustar a valores más pequeños que con las VET. Brindan un montaje sencillo y facilidad de puesta en marcha. El controlador electrónico incorpora múltiples funciones: termostato, alarma, diagnóstico para averías [91].

El principal inconveniente de la VET es que el bulbo debe ser siempre el elemento más frío de la válvula, situación que se ve amplificada en sistemas de baja temperatura y refrigeración comercial. El bulbo no debe situarse nunca sobre un tramo vertical de la tubería, ni sobre el colector de salida del evaporador. En el caso de que exista un tramo de tubería en vertical, debe colocarse antes del mismo un filtro, para que durante las paradas se acumule allí el aceite y el refrigerante que no se haya evaporado sin afectar al bulbo [91].

El tubo capilar no tiene partes en movimiento y por tanto no se encuentra sometido a desgaste. La única avería que puede producirse sería debida a una obstrucción como consecuencia de ceras, humedad, por lo que debe realizarse la alimentación del capilar por medio de un filtro secador [91].

En resumen, teóricamente se puede decir que los rendimientos térmicos de la bomba de calor, se ven afectados significativamente por la variación de la radiación solar, el área del colector y la velocidad del compresor. Para minimizar el desajuste entre la carga variable en el colector y la capacidad constante del compresor, se recomienda incluir en el sistema un compresor de velocidad variable o una válvula de expansión electrónica con un controlador automático, lo que mejoraría el rendimiento térmico anual del sistema DX-SAHP [43].

En el estudio de El-Morsi [92], se presenta el rendimiento en un sistema de refrigeración por compresión de vapor que utiliza refrigerantes puros de HC (hidrocarburos). En este estudio, se utilizan tres diferentes HC puros propano (R290), butano (R600) y GLP comercial (gas de petróleo licuado) en el análisis teórico [92].

R134a también se utiliza en el análisis como refrigerante de referencia [92]. La temperatura del evaporador varía de -30 a 0 °C, mientras que el condensador varía de 30 a 50 °C [92]. Los resultados muestran que el R600 tiene el mayor *COP*, mientras que el GLP tiene la eficiencia térmica más baja. Cuando se compara con R134a, el *COP* para R134a es superior al de GLP en un 10 %. Además, la eficiencia térmica es mayor en un 5 %. Sin embargo, el GLP tiene la ventaja de no ser caro, está disponible en grandes cantidades y tiene un potencial de agotamiento del ozono nulo y un bajo potencial de calentamiento global [92].

En función a la investigación realizada por Kong et al. [93], Chen & Yu [94], Huang et al. [95], entre otros; se ha evidenciado que la válvula de expansión electrónica tiene un diseño más sofisticado, se ha comenzado a utilizar en sistemas de refrigeración y bombas de calor en lugar de los dispositivos de expansión convencionales [96]. Debido a la alta eficiencia que genera en los sistemas de refrigeración las VEE ocupan un gran porcentaje de uso a nivel mundial, siendo China, Estados Unidos, Japón, Rusia, entre otros, los países donde han visto la necesidad de utilizar estas válvulas como sistemas automáticos para procesos de producción con altas presiones.

CAPÍTULO II

CONDICIONES, ECUACIONES Y PARÁMETROS DE DISEÑO

Mediante la revisión y análisis de las ecuaciones, condiciones y parámetros que rigen el funcionamiento de una bomba de calor asistida por energía solar, se podrá entender el funcionamiento de dicho sistema y se facilitará la construcción, en el presente capítulo se plantea ecuaciones, que rigen el comportamiento de una bomba de calor asistida por energía solar, mediante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor y el análisis de parámetros que miden su eficiencia, así como el consumo energético tanto con la válvula electrónica como termostática.

2.1 Ecuación de balance de energía

Se supone que el caudal másico del refrigerante es constante en todas las ubicaciones típicas del sistema [97]. La ecuación de balance de energía para el DX-SAHP se puede expresar como lo indican [97, 98]:

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_{comp} = \dot{Q}_c \quad (1)$$

Donde:

\dot{Q}_c : Calor rechazado en el condensador; [W]

\dot{Q}_e : Ganancia de calor útil en el colector-evaporador; [W]

\dot{W}_{comp} : Entrada de trabajo al compresor; [W]

2.2 Análisis del colector-evaporador

A continuación, se presenta el análisis matemático de una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa que utiliza un colector solar de placa plana descubierto (sin esmaltar) y sin aislamiento [99]. A pesar de ser dos configuraciones distintas, un colector solar descubierto y un colector solar con una cubierta presentan resultados similares para el dimensionamiento del colector, así como para seleccionar el compresor [47]. En el modelo matemático del colector-evaporador solar, se supone que el flujo de refrigerante en la tubería es un flujo homogéneo unidimensional junto

con el eje, y que la difusión de masa y la conducción de calor del refrigerante se descuidan junto con el eje [99].

La ganancia de calor del refrigerante en el colector-evaporador solar es la siguiente [99]:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r \cdot (h_{col,o} - h_{col,i}) \quad (2)$$

Donde:

□

\dot{Q}_r : Tasa de calor ganado por el refrigerante en el colector-evaporador; [W]

□

\dot{m}_r : Flujo másico del refrigerante en la placa; [kg·s⁻¹]

$h_{col,i}$: Entalpía del refrigerante a la entrada del colector; [J·kg⁻¹]

$h_{col,o}$: Entalpía del refrigerante a la salida del colector; [J·kg⁻¹]

El calor útil del colector - evaporador solar se puede evaluar de la siguiente manera, según Duffie y Kalogirou [100, 56]:

$$\dot{Q}_{col} = A_c \cdot \left[\alpha \cdot I - \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_a^4 - T_{sky}^4) - U_L \cdot (T_p - T_a) \right] \quad (3)$$

Donde:

□

\dot{Q}_{col} : Tasa de calor ganado por el colector-evaporador; [W]

A_c : Área de la sección del colector-evaporador; [m²]

α : Absorción de la superficie del colector por irradiación solar; [adimensional]

I : Radiación solar; [W·m⁻²]

ε : Emisión hemisférica del colector solar, onda larga; [adimensional]

U_L : Coeficiente global de pérdida de calor de la placa colectora; [W·m⁻²·K⁻¹]

T_p : Temperatura de la superficie superior del colector; [K]

T_a : Temperatura ambiente; [K]

T_{sky} : Temperatura del cielo; [K]

σ : Constante de Stefan Boltzmann; $5.67 \cdot 10^{-8}$ [$W \cdot K^{-4} \cdot m^{-2}$]

Para la lámina comercial de aluminio, el valor de emisividad es 0.1 [101, 102]; mientras que el valor de la absorptividad es de 0.09 [103, 101]

La variable U_L incluye el coeficiente de pérdida de calor convencional y el coeficiente de pérdida de calor de radiación al cielo según Shi et al. [104], Duffie & Beckman [100] y Paradeshi et al. [98]:

$$U_L = c_v + 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_a^3 \quad (4)$$

El coeficiente de pérdida de calor convencional es igual a [105, 56]:

$$c_v = 5.7 + 3.8 S_w \quad (5)$$

Donde:

S_w : Velocidad del viento; [$m \cdot s^{-1}$]

La siguiente ecuación nos permite calcular la temperatura del cielo [105, 42]:

$$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (6)$$

2.3 Análisis del compresor

El compresor es uno de los elementos principales de una bomba de calor y es el encargado de elevar la presión de vapor refrigerante que viene del evaporador a baja presión hacia el condensador a alta presión. El caudal másico de refrigerante que pasa por el compresor según Kong et al [106, 99], Chen & Yu [107] se expresa de la siguiente forma, para calcular:

$$\dot{m}_r = \frac{\eta_v v_{rot} \nabla_d}{60 v_1} \quad (7)$$

Donde:

V_{rot} : Velocidad rotativa del compresor; [rpm]

v_1 : Volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor; [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

η_v : Eficiencia volumétrica del compresor; [adimensional]

∇_d : Volumen de desplazamiento del compresor; [m^3]

La eficiencia volumétrica asumida según Chen & Yun [107], se la expresa con la siguiente ecuación:

$$\eta_v = 0.959 - 0.00642 \frac{p_{des}}{p_{suc}} \quad (8)$$

Donde:

p_{suc} : Presión de succión del compresor; [Pa]

p_{des} : Presión de descarga del compresor; [Pa]

El consumo de energía del compresor se encuentra mediante un balance de energía como lo demuestra Yousefi et al. [108, 109] de esta manera:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r \cdot (h_{com,o} - h_{com,i}) \quad (9)$$

Donde:

$h_{com,i}$: Entalpía del refrigerante a la entrada del compresor; [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

$h_{com,o}$: Entalpía del refrigerante a la salida del compresor; [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Como lo plantean Kong et al. [93], Hawlader et al. [110] y Mohammed et al. [111] se puede obtener el consumo eléctrico del compresor mediante:

$$W_{comp} = m_r \cdot \frac{p_{suc} \cdot v_{suc}}{\eta_{com}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{des}}{p_{suc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (10)$$

Donde:

η_{com} : Eficiencia total del compresor; [adimensional]

k : Relación de calores específicos del refrigerante [adimensional].

La relación de calores específicos k del refrigerante R600a es 1.09 según Cengel [103] e Incropera [101].

La temperatura de descarga del compresor, según a Kong *et al.* [99], es dada por:

$$T_{dis} = T_{suc} \cdot \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (11)$$

Donde:

T_{suc} : Temperatura absoluta de succión del compresor; [K]

T_{dis} : Temperatura absoluta de descarga del compresor; [K]

2.4 Análisis del condensador

El calor disipado al medio de refrigeración en el condensador comprende la ganancia de energía en el evaporador y la energía consumida por el compresor, como lo muestra Hawlader et al. [110], Ito et al. [112] en la siguiente ecuación:

$$\square \quad \square \quad \square \\ Q_{con} = Q_{col} + W_{comp} \quad (12)$$

Donde:

\square
 Q_{con} : Flujo de calor ganado por el condensador; [W]

\square
 Q_{col} : Tasa de calor útil ganado por el colector-evaporador; [W]

\square
 W_{comp} : Tasa de energía consumida por el compresor; [W]

Se obtiene un balance de energía con los rendimientos del condensador sumergido en agua según [106, 113, 114, 108]:

$$\square \\ Q_w = M_w \cdot c_p \cdot \frac{dT_w}{dt} = M_w c_p \frac{T_{w,o} - T_{w,i}}{t} \quad (13)$$

Donde:

\square
 Q_w : Tasa de transferencia de calor liberada al agua en el tanque del condensador; [W]

M_w : Masa total de agua en el tanque de agua doméstica; [kg]

c_p : Calor específico del agua; [J·kg⁻¹·K⁻¹]

$T_{w,i}$: Temperatura inicial del agua; [°C]

$T_{w,o}$: Temperatura final del agua; [°C]

t : Intervalo de tiempo desde $T_{w,i}$ hasta $T_{w,o}$; [s]

Un balance térmico del tanque de almacenamiento de agua es analizado por Sarbu & Sebarchievici [43], Tripathi & Tiwari [115], Kokila & Rajakumar [116] obteniendo la siguiente expresión:

$$\square \quad \square \\ Q_w = Q_{con} - U_L \cdot A_{tan} \cdot (T_{w,i} - T_a) \quad (14)$$

Donde:

A_{tan} : Área total de transferencia de calor de las paredes del tanque; [m²]

En esta investigación la masa total de agua en el tanque de la bomba de calor DX-SHAP es de 200 kg.

El coeficiente global de transferencia de calor basado en el área exterior del tubo del condensador, para Kong et al. [93] y Sarbu & Sebarchievici [43] es calculado con la siguiente ecuación:

$$U_{con} = \frac{1}{\frac{A_{con,o}}{\alpha_i A_{con,i}} + \frac{\delta_{con} A_{con,o}}{\lambda_{con} A_{con,m}} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (15)$$

Donde:

α_i : El coeficiente de transferencia de calor por convección entre el refrigerante y el interior del tubo del condensador; [W·m⁻¹·K⁻¹]

α_w : Coeficiente convectivo de transferencia de calor entre el agua y la pared exterior del tubo del condensador; [W·m⁻¹·K⁻¹]

$A_{con,i}$: Área interior del tubo del condensador; [m²]

$A_{con,o}$: Área exterior del tubo del condensador; [m²]

$A_{con,m}$: Área media del tubo del condensador; [m²]

δ_{con} : Espesor del tubo del condensador; [m]

λ_{con} : Conductividad térmica del tubo del condensador; [W·m⁻¹·K⁻¹]

El coeficiente de conductividad térmica del cobre (bronce comercial, 90 % Cu, 10 % Al) tiene un valor de 52 [W·m⁻¹·K⁻¹] Cengel [103] e Incropera [101].

El coeficiente convectivo de transferencia de calor del refrigerante R134a, según Sarbu & Sebarchievici [43], puede ser calculado mediante:

$$\alpha_{cc} = 0.0265 \cdot \frac{\lambda_{ref}}{d_i} \cdot \left(\frac{G_r d_i}{\mu_{ref}} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{c_{pr} \mu_{ref}}{\lambda_{ref}} \right)^{0.3} \quad (16)$$

Donde:

λ_{ref} : Conductividad térmica del refrigerante líquido; [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

d_i : Diámetro interno del tubo del condensador; [m]

G_r : Velocidad de masa para el flujo de dos fases

μ_{ref} : Viscosidad dinámica del líquido; [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]

c_{pr} : Calor específico del refrigerante; [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Para la ecuación 16 se asume lo siguiente: la conductividad térmica del refrigerante líquido es $0.098 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ [117], viscosidad dinámica del líquido es $1.51 \cdot 10^{-4} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$ [103, 101] y calor específico del refrigerante $2.28 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ [103, 101].

El coeficiente de transferencia de calor por convección del lado del agua viene dado por Sarbu & Sebarchievici [43]:

$$\alpha_w = 0.5 \cdot \frac{\lambda_w}{d_0} \left(\frac{g \cdot \beta_t \cdot \Delta_t \cdot d_0^3 \cdot \rho_w^2 \cdot c_{pw}}{\mu_w \lambda_w} \right)^{0.25} \quad (17)$$

Donde:

λ_w : Conductividad térmica del agua; [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{C}^{-1}$]

d_0 : Diámetro del tubo externo del condensador; [m]

g : Aceleración gravitacional; [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

β_t : Coeficiente de expansión térmica; [K^{-1}]

ρ_w : Densidad del agua; [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

μ_w : Viscosidad dinámica del agua; [$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$]

c_{pw} : Calor específico del agua; [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

Asumiendo que la conductividad térmica del agua es $0.569 [\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}]$ [103, 101], la aceleración de la gravedad es $9.81 [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$, el coeficiente de expansión térmica es $0.247\cdot 10^{-3} [\text{K}^{-1}]$ [103, 101] y la densidad del agua es $1000 [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$ [103, 101].

2.5 Análisis de válvula de expansión electrónica

El caudal másico de líquido que fluye a través de un VEE sin cambio de fase se expresa típicamente por la fórmula hidráulica derivada de la ecuación de Bernoulli como demuestran Chen et al. [118] y Liang et al. [119] en la siguiente ecuación:

$$\square$$
$$m_E = C_d \cdot A_{th} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{ref} \cdot (P_{in} - P_{out})} \quad (18)$$

Donde:

C_d : Coeficiente de caudal másico que depende de la densidad del refrigerante en la entrada de la válvula [adimensional]

ρ_{ref} : Densidad del refrigerante en la entrada de VEE; [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

P_{in} : Presión del refrigerante en el condensador; [Pa]

P_{out} : Presión a la salida de la válvula; [Pa]

A_{th} : El área de flujo que se puede calcular utilizando la siguiente ecuación [118]:

$$A_{th} = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D^2 \quad (19)$$

Donde:

D: Diámetro del orificio; [m]

Waile [120] estableció una correlación de la siguiente manera:

$$C_d = 0.02005 \cdot \sqrt{\rho_{ref}} + 0.634 \cdot v_4 \quad (20)$$

Donde:

ρ_{ref} : Densidad del refrigerante líquido de la entrada de la válvula, [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

v_4 : Volumen específico del refrigerante de la salida de la válvula; [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

2.6 Análisis de válvula de expansión termostática

El caudal de masa líquida que pasa a través de la válvula termostática lo presenta Mohammed et al. [111] se puede formular de la siguiente manera:

$$\dot{m}_T = C_v \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \rho_{i,I} \cdot \Delta P} \quad (21)$$

Donde:

C_v : Coeficiente de flujo de líquido, que depende del grado de apertura de la válvula; [adimensional]

A_0 : Área de flujo mínimo a través del orificio de la válvula; [m^2]

$\rho_{i,I}$: Densidad del líquido en la entrada de la válvula; [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

ΔP : Variación de la presión a través de la válvula de orificio; [Pa]

C_v es evaluado por Mohamed et al. [111] de la siguiente forma;

$$C_v = 0.02005 \cdot \sqrt{\rho_{i,I}} + 0.634 \cdot v_4 \quad (22)$$

Donde:

v_4 : Volumen específico de refrigerante en salida de la válvula; [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}$]

Para el proceso isoentálpico en el dispositivo de expansión, se logra la siguiente ecuación Mohammed et al. [111]:

$$h_3 = h_4 \quad (23)$$

Donde:

h_3 : Entalpía específica del refrigerante en la entrada de la válvula; [$J \cdot kg^{-1}$]

h_4 : Entalpía específica del refrigerante en la salida de la válvula; [$J \cdot kg^{-1}$]

2.7 Análisis de tubo capilar

El flujo de masa de refrigerante a través de capilares adiabáticos y tubos cortos se puede expresar de la siguiente manera:

$$\square m_{TC} = F \cdot (\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5) \quad (24)$$

Donde:

F : Ecuación funcional, puede ser aproximado por la correlación convencional de la ley de poder o la correlación local de la ley de poder [121].

2.8 Correlación convencional de la ley del poder

$$\square m_{TC} = a_1 \cdot \pi_2^{a_2} \cdot \pi_3^{a_3} \cdot \pi_4^{a_4} \cdot \pi_5^{a_5} \quad (25)$$

Para mayor generalidad y menor complejidad, se aplica la correlación adimensional localmente validada tanto para el tubo capilar como para el orificio del tubo corto. La correlación local de la ley de poder se describe a continuación [121].

$$\square m_{TC} = \left(\frac{1 + a_1 \cdot \pi_2^{a_2}}{a_3 \cdot \pi_3^{a_4} - 1 + a_5 \cdot \pi_4 \cdot \pi_5^{a_6} \cdot \pi_3^{a_7}} \right)^{0.5} \quad (26)$$

Donde:

$$\square_{mTC} = \sqrt{\frac{G^2 \cdot V_{in}}{p_{in,c}}} = \frac{1.273 \cdot m}{D^2 \sqrt{p_{in,c} \cdot \rho_{in,c}}} \quad (27)$$

$$\pi_2 = \frac{p_{sat}}{p_{in,c}} \quad (28)$$

$$\pi_3 = \frac{V_f}{V_g} = \frac{\rho_g}{\rho_f} \quad (29)$$

$$\pi_4 = \frac{L}{D} \quad (30)$$

$$\pi_5 = \frac{D \cdot \sqrt{p_{in,c} \cdot \rho_{in,c}}}{\mu_{in}} \quad (31)$$

Aquí, los parámetros v , ρ , m , G , p , p_{sat} , μ , D y L denotan el volumen específico, densidad, caudal másico, flujo de masa, presión, presión de saturación a la temperatura de entrada, viscosidad, diámetro interno del tubo, y longitud del tubo, respectivamente. Los subíndices en, f y g representan entrada, líquido saturado y vapor saturado, respectivamente [122].

Tabla 7. Rango para variables Pi [121]

| Variables | Entrada subcrítica | Entrada supercrítica (CO ₂) |
|-----------------|--------------------|---|
| | Tubo Capilar | Tubo Capilar |
| \square_{mTC} | 0.0583 ~ 0.2522 | 0.0637 ~ 0.2473 |
| π_2 | 0.4385 ~ 1.005 | 0.5352 ~ 1.062 |
| π_3 | 0.0235 ~ 0.1197 | 0.1869 ~ 1.0 |
| π_4 | 384.6 ~ 4947.2 | 594.1 ~ 7500 |
| π_5 | 1.031e5 ~ 1.038e6 | 5.536e5 ~ 1.699e6 |

Tabla 8. Coeficientes de correlación [121]

| Variables | Ecuación (32) |
|-----------|---------------|
|-----------|---------------|

| | |
|----|-------------|
| a1 | -3.650509 |
| a2 | -1.4249184 |
| a3 | -11.481192 |
| a4 | 0.00596366 |
| a5 | -4.5299793 |
| a6 | -0.2902006 |
| a7 | -0.06782366 |

Las ecuaciones utilizadas para regular el flujo a través de tubos capilares adiabáticos se presentan en la siguiente fase de refrigeración [123]:

Región monofásica, que es la longitud del líquido subenfriado como lo indica Dong et al. [124], se calcula como:

$$L_{sub} = \frac{2d_{in} \cdot \rho_{ref} (P_{in,c} - P_{sat})}{f_D G^2} \quad (32)$$

Donde:

d_{in} : Diámetro interior del tubo; [m]

ρ_{ref} : Densidad del refrigerante; [kg·m⁻³]

P_{sat} : Presión saturada, correspondiente a la temperatura del refrigerante en la entrada; [kPa]

$P_{in,c}$: Presión a la entrada del tubo; [Pa]

f_D : Factor de fricción de flujo turbulento; [adimensional]

Para un tubo capilar recto, se utilizó la correlación de Colebrook para calcular el factor de fricción de flujo turbulento (f_D):

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = 1.14 - 2 \log \left(\frac{\varepsilon}{d_{in}} + \frac{9.34}{\text{Re}_{fo} \sqrt{f_D}} \right) \quad (33)$$

Donde:

ε : Rugosidad del material; [m]

El número de Reynolds es el siguiente [123]:

$$\text{Re}_{fo} = \frac{DG}{u_f} \quad (34)$$

Donde:

D : Diámetro de la bobina; [m]

G : Flujo de masa; [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$]

u_f : Velocidad del líquido; [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

2.9 Rendimiento del sistema

El rendimiento del sistema en una DX-SAHP es conocida por tener un alto COP de 2 a 6 y un excelente potencial para reducir las emisiones de carbono, dependiendo del estado climático y la temperatura de carga [47]. Para el coeficiente de rendimiento (COP) de la bomba de calor según Shi et al. [104], Cai et al. [125] y Huang et al. [126] se tiene la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q_{con}}{W_{comp}} = \frac{h_{con,o} - h_{con,i}}{h_{comp,o} - h_{comp,i}} \quad (35)$$

Donde:

COP : Coeficiente de funcionamiento de la bomba de calor; [adimensional]

$h_{con,o}$: Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador; [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

$h_{con,i}$: Entalpía del refrigerante a la salida del condensador; [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

La expresión para $COP_{DX-SAHP}$ lo indican Malali et al. [46], Alefeld y Radermacher [127]:

$$COP_{DX-SAHP} = \eta_{com} \cdot \left[\eta_{carnot} - \frac{1}{2} \cdot \frac{(C \cdot T_f)}{q_{fg}(T_f)} \right] \quad (36)$$

Donde:

η_{com} : Eficiencia del compresor; [adimensional]

η_{carnot} : Eficiencia del Carnot; [adimensional]

T_f : Temperatura del fluido en el colector; [$^{\circ}\text{C}$]

q_{fg} : Calor latente de vaporización a la temperatura del colector; [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

C : Promedio de los calores específicos del refrigerante líquido evaluados al valor medio de las temperaturas de condensación y del evaporador; [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

$$\eta_{carnot} = \frac{T_{con}}{T_{con} - T_f} \quad (37)$$

Donde:

T_{con} : Temperatura de condensación en el colector; [$^{\circ}\text{C}$]

$$C = I_{coll} F_R (\tau\alpha)_g - \frac{\forall d\eta_v}{A_c} \cdot (h_g - h_4(T_{con})) \quad (38)$$

Donde:

F_R : Factor de eficiencia del colector solar; [adimensional]

I_{coll} : Radiación solar del colector; [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]

h_4 : Entalpía a la entrada del colector; [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

\forall_d : Volumen de desplazamiento del compresor; [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

A_c : Área del colector; [m^2]

η_v : Eficiencia volumétrica del compresor; [adimensional]

v_g : Volumen específico de vapor del refrigerante; [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

h_g : Entalpía de vapor del refrigerante; [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

$\tau\alpha$: Producto de absorbancia / transmitancia en el colector; valor 0.9 [46]
[adimensional]

2.10 COP promedio del sistema

El rendimiento del sistema DX-SAHP se describe en términos del coeficiente promedio de rendimiento (COP_m) que se define de la siguiente manera [128, 9]:

$$COP_m = \frac{M_w C_{p,w} (T_{w,f} - T_{w,i})}{\tau_j \cdot W_{com,j}} \quad (39)$$

Donde:

M_w : Masa total del agua en el tanque de agua caliente; [kg]

$C_{p,w}$: Calor isobárico específico del agua; [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$T_{w,i}$: Temperatura inicial del agua; [$^{\circ}\text{C}$]

$T_{w,f}$: Temperatura final del agua; [$^{\circ}\text{C}$]

τ_j : Duración del paso de tiempo; [s]

$W_{com,j}$: Potencia eléctrica del compresor durante el paso de tiempo j_{th} ; [W] [128].

Inicialmente para determinar cuál de las dos válvulas de expansión es la mejor alternativa en los sistemas de bombas de calor, se realizó una selección minuciosa de las ecuaciones tomando en cuenta las variables que se midieron en las pruebas y factores que influyen en el funcionamiento de la bomba de calor, por lo tanto en la

presente investigación se analizara dichos factores como: el coeficiente de rendimiento *COP*, el flujo másico, entalpías, radiación, velocidad del viento, temperatura ambiente, temperatura del agua, presiones en el compresor, presiones en el colector - evaporador entre otras.

Para calcular este tipo de variables se ha utilizado ecuaciones de termodinámica que han sido utilizadas en investigaciones de Simbaña et al. [129] y Kong et al. [93]. Para el colector evaporador se ha utilizado la ecuación (2) y (3) las cuales permiten calcular el calor absorbido por el colector evaporador. Mientras que para evaluar al compresor se ha utilizado la ecuación (7) y (10). Con la ecuación (7) se determinará el flujo másico y la ecuación (10) se podrá calcular la potencia del compresor considerando variables como la presión de succión y descarga del compresor, variables como k que es una relación entre los calores específicos del refrigerante R600a. En el análisis del condensador se ocupará la ecuación (12) que representa el flujo ganado por el condensador. Finalmente se obtiene las ecuaciones que se consideran para los dispositivos de expansión según Chen et al. [118] y Liang et al. [119]. Para la VEE se tiene la ecuación (18) mientras que para la VET se tiene la ecuación (21), las dos ecuaciones determinan el flujo másico considerando diferentes variables respectivamente. Todos estos parámetros mencionados permitirán determinar el coeficiente de rendimiento *COP* por medio de la ecuación (35).

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo, se presenta los resultados de las pruebas experimentales realizadas en el equipo para validar el correcto funcionamiento. Se utilizaron diferentes configuraciones con los dispositivos de expansión en el sistema, para analizar los parámetros de operación y la influencia de las condiciones climáticas y horarias. Según la Norma NTE INEN 2507 [130], el volumen de agua caliente que el sistema debe suministrar diariamente para el consumo, puede tomarse como regla que en promedio por persona se requieren aproximadamente 50 litros de agua a 50 °C por día. Teniendo en cuenta las temperaturas finales de las investigaciones mencionadas se puede afirmar que la temperatura máxima a la que se llegó en las pruebas realizadas es de 50 °C, que está dentro de lo aceptable si se quiere calentar agua hasta una temperatura óptima para una residencia o aplicaciones industriales, hay una variación de resultados con investigaciones como de Kong et al. [93], que han sido realizadas en distintas partes de América, Asia o Europa en las que se debe calentar más el agua debido al clima propio de cada región y temperatura ambiente.

3.1 Información de la bomba de calor

La máquina de prueba está basada en el diseño realizado por Simbaña et al. [129] con el tema “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”, la cual fue modificada con una válvula de expansión electrónica y posteriormente una válvula de expansión termostática.

La bomba de calor utilizada para este estudio es de tipo asistida por energía solar de expansión directa y consta de un colector- evaporador de placa plana, un condensador de tubo de cobre, un compresor de velocidad lineal que utiliza como fluido de trabajo el refrigerante R600a. Las características de cada uno de los componentes se detallan en la Tabla 9.

Tabla 9. Elementos empleados en la bomba de calor [131]

| Sistema | Elemento | Descripción |
|---------------------|-------------------------------|--|
| Compresor | Marca | Embraco |
| | Potencia | 186 W |
| | Voltaje | 110 V |
| | Tipo | Recíproco |
| | Desplazamiento | 5.54 cm ³ |
| Colector-evaporador | Carga de refrigerante | 0.06 kg |
| | Área total de la placa | 1 m ² |
| | Espesor | 0.0015 m |
| | Absortividad | 0.95 |
| | Emisividad | 0.2 |
| | Diámetro externo de los tubos | 0.01 m |
| Condensador | Conductividad térmica | 237 W·m ⁻¹ ·K ⁻¹ |
| | Masa de agua | 10 kg |
| VET | Conductividad térmica | 52 W·m ⁻¹ ·K ⁻¹ |
| | Marca | Danfoss |
| VEE | Marca | Carel |

La Tabla 10 presenta los rangos de operación de la VEE utilizada, así como los refrigerantes que pueden ser empleados como fluidos de trabajo. El rango de temperatura permite establecer el valor adecuada en el condensador para evitar daños en el sistema.

Tabla 10. Especificaciones técnicas de válvula VEE Carel E2V09SSF 10 [132]

| Parámetro | Aplicación |
|---------------------------------|------------------------------|
| Compatibilidad | R410A, R744, R417A, R600a |
| Máxima presión de trabajo (MOP) | Hasta 45 bar (653 psi) |
| Máximo DP de trabajo (MOPD) | 35 bar (508 psi) |
| Capacidad frigorífica | 1 kW a 40 kW |
| Temperatura del refrigerante | -40 – 65 °C / (-40 – 149 °F) |
| Temperatura ambiente | -30 – 50 °C / (-22 – 122 °F) |

En la Tabla 11 se puede apreciar las características de operación de la VET utilizada, así como los refrigerantes que son compatibles para su correcto funcionamiento en el sistema.

Tabla 11. Especificaciones de válvula de expansión termostática Danfoss [133]

| Parámetro | Aplicación |
|---------------------------------|--|
| Compatibilidad | R22, R134a, R404A, R407C, R410A, R744, R507, R600a |
| Máxima presión de trabajo (MOP) | Hasta 38 bar = 551 Psi |
| Máximo DP de trabajo (MOPD) | 34 bar = 493 Psi |
| Capacidad frigorífica | 0.5 kW a 15.5 kW |
| Temperatura del refrigerante | -60 – 60 °C / (-40 – 149 °F) |

3.2 Toma de datos

Para las pruebas de funcionamiento del equipo se realizaron cinco procesos de calentamiento (06:00am, 10:00am, 12:00am, 15:00pm y 20:00pm) por día, con un intervalo de 5 minutos entre cada toma de datos. El sistema fue probado en diferentes condiciones climáticas, tomando en cuenta la temperatura ambiente y la radiación solar. La Tabla 12 presenta los resultados máximos, mínimos y promedios de los parámetros operativos, así como las mediciones de las pruebas más significativas, es decir, las que presentaron los valores más elevados. Siendo estos tomados en las fechas que se reflejan en la siguiente tabla con su respectiva condición climática. Los valores máximos, mínimos y promedio se presentan a continuación:

Tabla 12. Información de los días de ensayos con VET

| | DÍA 1 | DÍA 2 | DÍA 3 | DÍA 4 |
|---------------------------------|------------|------------|------------|------------|
| Fecha | 15-03-2019 | 17-03-2019 | 19-03-2019 | 23-03-2019 |
| Condición climática | Despejado | Despejado | Nublado | Despejado |
| $W_{comp, max}$ [kPa] | 517.05 | 689.40 | 551.52 | 689.40 |
| $T_{amb, prom}$ [° C] | 23.1 | 22.1 | 20.1 | 22.6 |
| I_{min} [W·m ⁻²] | 485.6 | 463.8 | 164 | 411.7 |
| I_{max} [W·m ⁻²] | 818.4 | 764.8 | 578.2 | 775.4 |
| I_{prom} [W·m ⁻²] | 625.9 | 586.53 | 298.6 | 663.91 |
| $T_{w, max}$ [° C] | 51.1 | 50.4 | 50.1 | 50.1 |

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

Además, la Tabla 13 muestra los resultados obtenidos con la VET, que indica las fechas más representativas, siendo estos los valores más significativos para realizar un coherente análisis comparativo con el dispositivo anteriormente mencionado.

Tabla 13. Información de los días de ensayos con VEE

| | DÍA 1 | DÍA 2 | DÍA 3 | DÍA 4 |
|---------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Fecha | 24-02-2019 | 25-02-2019 | 26-02-2019 | 27-02-2019 |
| Condición climática | Nublado | Despejado | Nublado | Despejado |
| $W_{comp, max}$ [kPa] | 413.64 | 654.93 | 448.11 | 634.25 |
| $T_{amb, prom}$ [° C] | 18 | 21.5 | 18 | 21 |
| I_{min} [W·m ⁻²] | 131 | 336.84 | 160.2 | 266.76 |
| I_{max} [W·m ⁻²] | 415.5 | 696.12 | 507.6 | 646.08 |
| I_{prom} [W·m ⁻²] | 307.1 | 500.76 | 308.8 | 509.96 |
| $T_{w, max}$ [° C] | 49.9 | 50.1 | 50.6 | 50.4 |

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

Para la toma de datos se realizaron pruebas de funcionamiento durante un mes con cada dispositivo de expansión. De estas pruebas, se consideraron los cuatro ensayos de calentamiento de agua más representativos al medio día (12h00am). En la configuración con la válvula electrónica, estos ensayos tomaron entre 120 minutos en la mañana, 50 minutos al medio día y hasta 60 minutos en la tarde-noche para elevar la temperatura del agua desde 18 °C, proveniente del sistema de agua potable, hasta alcanzar una temperatura definida en 50 °C. Para la válvula termostática los ensayos llegaron a durar 150 minutos en la mañana, al medio día 100 minutos y hasta 75 minutos en la tarde-noche. La toma de datos se la realizó de la misma forma, cada cinco minutos en el proceso de calentamiento de agua desde una temperatura ambiente hasta llegar a la temperatura de 50 °C realizándose en total cuatro pruebas, cada una en un día diferente. Las pruebas experimentales del equipo se realizaron primero con la válvula electrónica y posteriormente se trató de buscar condiciones climáticas similares para las pruebas con la válvula termostática.

En la investigación realizada por Kong et al. [9] se realizó pruebas experimentales utilizando una DX-SAHP durante tres días, bajo las condiciones de días nublados y soleados en otoño, el COP promedio fue superior a 4.0 y 3.0, respectivamente. Según Kokila & Rajakumar [116] el sistema tiene un COP máximo de 6.85 y la temperatura final del agua se obtiene 100 minutos después, esto se debe a la baja temperatura y condiciones climáticas.

3.3 Datos experimentales

3.3.1 Temperatura del agua

En base a la Norma INEN 2507 [130], se establece que para el volumen de agua caliente de una bomba calor debe suministrar diariamente un consumo promedio por persona de 50 litros de agua a 50 °C, por día. La Figura 19 muestra el incremento en la temperatura del agua similar a otras investigaciones como Mohamed et al. [113], Kong et al. [99] y Sun et al. [114]. Partiendo con una temperatura inicial promedio de 19.1 °C, en función de la temperatura ambiente. La Figura 19b muestra la variación de temperatura del agua en el sistema que utilizó la configuración con la VEE.

Los parámetros climáticos para febrero de 2019 fueron de 19.6 °C de temperatura ambiente promedio y radiación solar promedio de 543.7 W·m⁻² entre las 12h00 y 13h00. El agua alcanzó los 50.6 °C en un período de 60 minutos, teniendo 22.5 °C de temperatura ambiente y radiación solar de 160.6 W·m⁻². Mientras que el aumento de la temperatura del agua utilizando una VET se presenta en la Figura 19a.

El tiempo transcurrido fue de 100 minutos para elevar el agua desde 19.1 a 51.1 °C. Las condiciones climáticas de febrero en este proceso fueron de 19.7 °C y 543.7 W·m⁻² como temperatura ambiente y radiación solar promedio, respectivamente. Con estos resultados se determina que, la configuración con VEE calienta un 40 % más rápido el mismo volumen de agua que con una VET en condiciones climáticas similares.

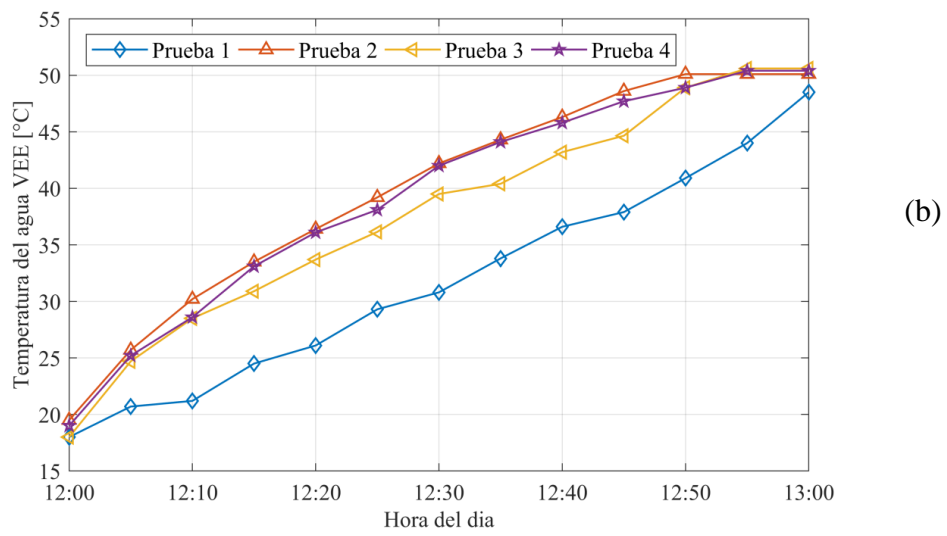
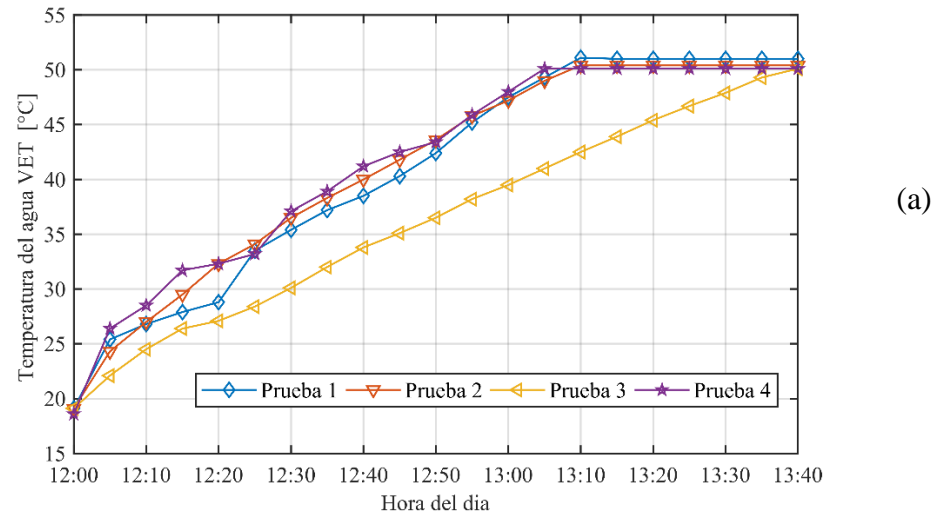


Figura 19. Temperaturas del agua con a) VET; b) VEE. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

3.3.2 Temperatura ambiente

La temperatura ambiente es un factor importante en el funcionamiento de la bomba de calor asistida por energía solar. Este factor influye a la temperatura a la cual llegará a evaporarse el refrigerante R600a en el colector – evaporador. En la Figura 20 se refleja la variación de la temperatura ambiente, siguiendo la tendencia de otras investigaciones Kong [128] y Aprea [27] de las pruebas con la VEE y con la VET con un valor promedio de radiación de $475.16 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$. Utilizando la VEE se puede observar en la Figura 20a, un valor máximo de $22.5 \text{ }^\circ\text{C}$ en un horario de 12h00, el día 26 de febrero de 2019. Después las pruebas con la VET (Figura 20b), donde se presenta como valor máximo de temperatura ambiente $22.7 \text{ }^\circ\text{C}$ a las 13h05 de la tarde el día 23 de marzo de 2019. Considerando que ambas pruebas se realizaron en Quito

(0°13'01.1"S 78°29'39.7"W) a una altura de 2850 metros sobre el nivel del mar (m.s.n.m.), las lecturas de temperatura promedio se encuentran alrededor de los 18.9 °C. Los valores promedio en las pruebas de funcionamiento con la VEE son similares con respecto a los días que se utilizó el sistema con VET, variando apenas un 8.1 %.

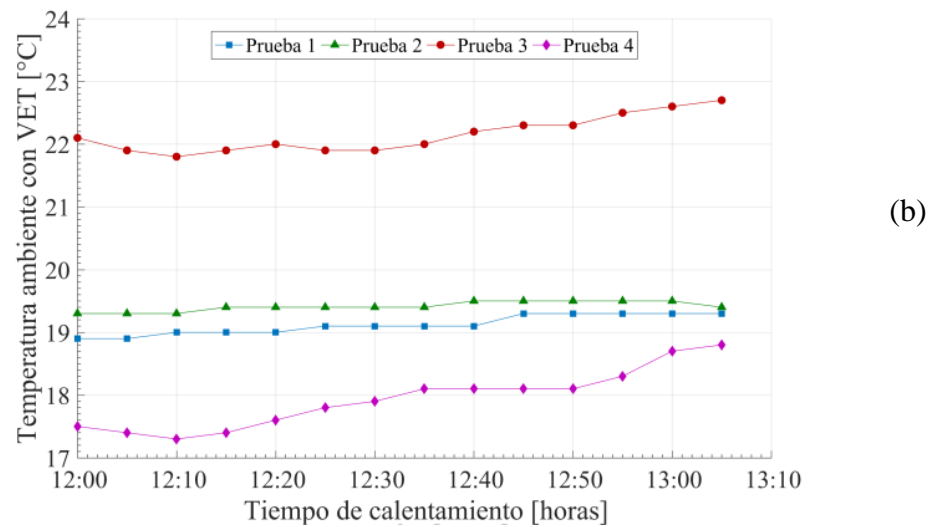
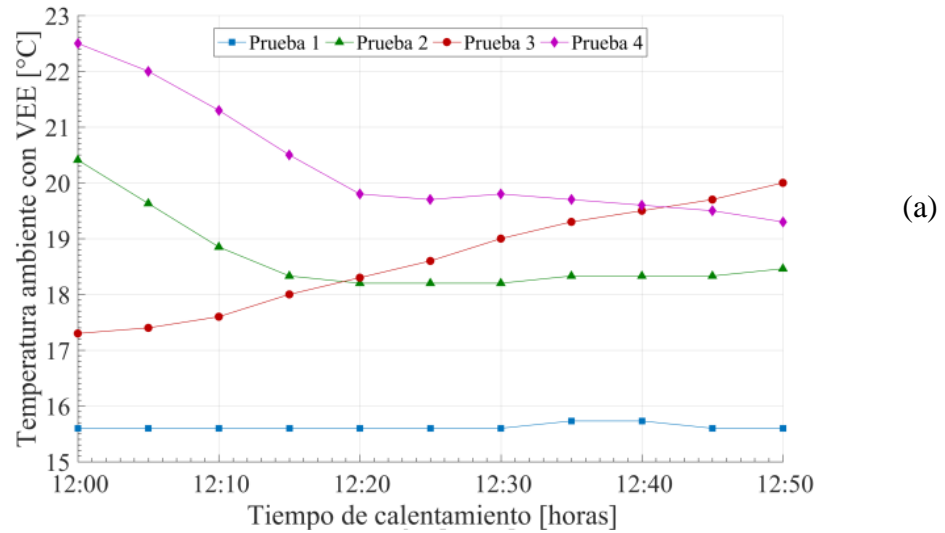


Figura 20. Temperatura ambiente con a) VEE; b) VET. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

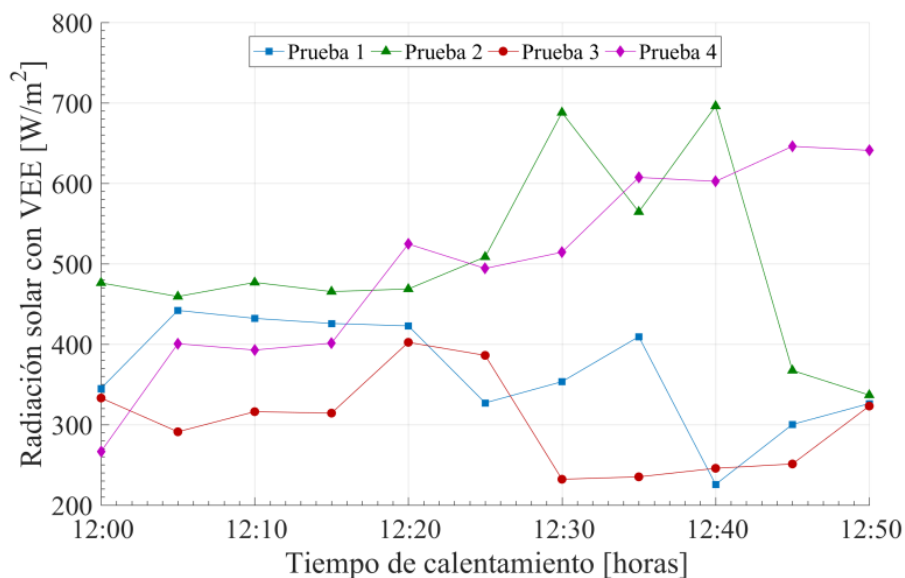
3.3.3 Radiación solar

Debido a que es una bomba de calor asistida por energía solar, se debe considerar este parámetro, ya que influye directamente en el rendimiento de la bomba de calor. En la Figura 21 se puede apreciar la variación de radiación considerado por otras investigaciones como Mohamed [113] y Simbaña [129] durante los días de prueba para

la VEE (Figura 21a) y la VET (Figura 21b) llevadas a cabo desde febrero hasta marzo de 2019 respectivamente entre las 12h00 y 13h00.

Empezando con las pruebas con la VEE, refleja datos de radiación máxima de $696.12 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ en la prueba 2 y como valor mínimo de $131 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ en la prueba 1. Esto se debe a las condiciones climatológicas como la presencia de precipitaciones en la zona en donde se realizaron las pruebas (ciudad de Quito). Pasando a las pruebas con la VET se constató lecturas de radiación máxima de $818.4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ en el mes de marzo de 2019 a las 12h50 con un cielo despejado, temperatura ambiente de $19.23 \text{ }^\circ\text{C}$, y valores mínimos de $164 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ a las 12h00, por los motivos ya mencionados.

La prueba 2 es la que presenta el valor más alto de radiación utilizando una VEE, $696.12 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ en promedio. Mientras que la Prueba 1 con VET tuvo $590 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ de radiación promedio. Entonces se puede afirmar que los resultados con VEE y con VET fueron obtenidos experimentalmente bajo condiciones similares de radiación solar, así es posible realizar un análisis comparativo únicamente de los parámetros operativos del sistema con cada una de estas válvulas.



(a)

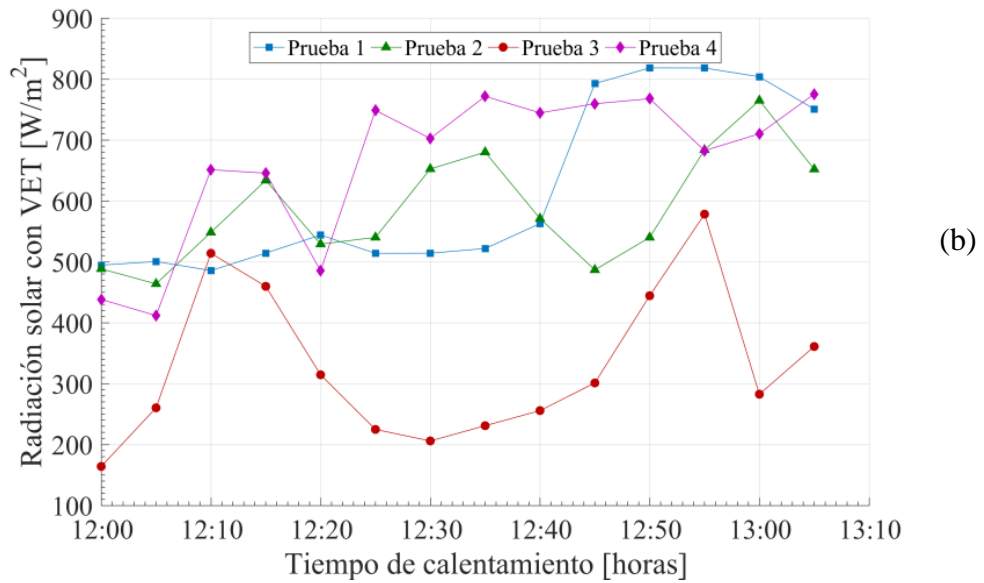


Figura 21. Variación de la radiación con a) VEE; b) VET. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

3.3.4 Presión en el compresor

Para la presente investigación se ha considerado la variación de presión en el compresor. Aprea [27], ha utilizado un compresor recíproco hermético con una potencia de 186 W y 110 V con desplazamiento 5.53 cm³ de marca Embraco, cargado con 85 g de refrigerante R600a. Las pruebas fueron tomadas en horas de la tarde de las 12h00 y 13h00 presentando así las siguientes lecturas en las Figuras 22. Para la VEE (Figura 22a) se tiene que la presión máxima a la entrada de 344.70 kPa (Prueba 2) y un mínimo de 89.62 kPa (Prueba 3) y la presión máxima de salida de 668.72 kPa (Prueba 2) y un mínimo de 344.70 kPa (Prueba 1), con un tiempo de funcionamiento de 50 minutos. Para la VET (Figura 22b) se aprecia en la entrada del compresor una presión máxima de 344 kPa (Prueba 1) y una mínima de 103.41 kPa (Prueba 3). En la salida del compresor se observa una presión máxima de 654 kPa (Prueba 4) y una mínima de 206.82 kPa al mantener al equipo en funcionamiento por 70 minutos.

Entonces se puede decir que los valores de presión de trabajo a la entrada y salida del compresor para las dos válvulas son similares con 344 kPa a la entrada y en un valor promedio de 661 kPa a la salida. También se puede observar que los valores de presión aumentan conforme pasa el tiempo de operación. Se puede constatar el tiempo de funcionamiento del compresor usando las dos válvulas respectivamente, dando así un tiempo de 50 minutos para VEE y 70 min para la VET, por lo que el consumo de

energía es mucho mayor al estar funcionando por más tiempo y por lo tanto la VEE estaría horrando más energía al calentar más rápido el agua y pasar 20 min menos encendido el compresor.

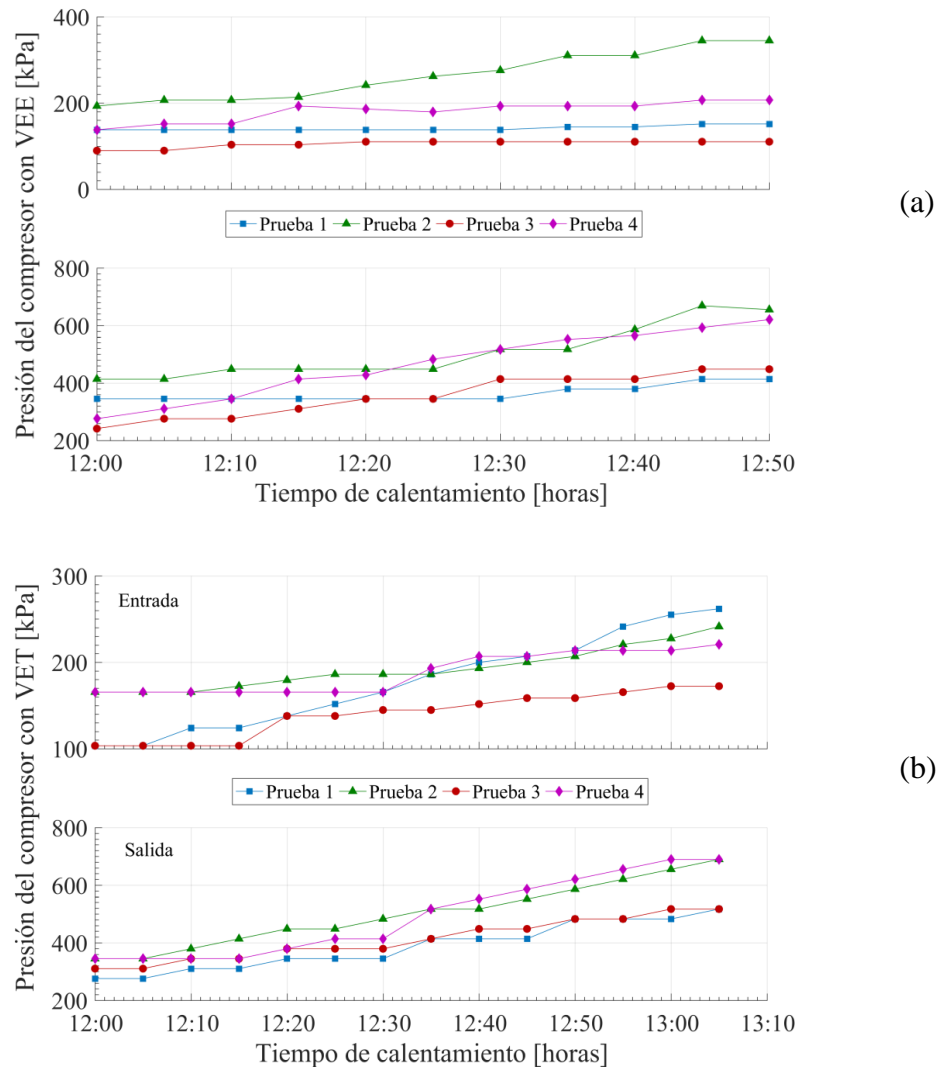


Figura 22. Presión del compresor con a) VEE; b) VET. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

3.3.5 Presiones de operación del colector-evaporador

Las presiones a la entrada y salida del colector - evaporador son importantes para el buen funcionamiento del equipo ya que determina en qué estado está el refrigerante, estos parámetros junto a las temperaturas de recalentamiento serán necesarios para determinar la cantidad exacta de refrigerante que debe ser ingresada en forma de líquido-gas a baja presión al colector - evaporador, para después de absorber el calor y salga como vapor a baja presión. En la Figura 23 se presenta la variación de presiones

a la entrada y salida del colector - evaporador el cual es considerado por otros autores en investigaciones similares Aprea [27]. La variación de presión de las dos válvulas de expansión se presenta en la (Figura 23a) VEE y (Figura 23b) VET: Para la VET se tiene un valor máximo en la entrada de 275 kPa, y como valor mínimo de 82.13 kPa y a la salida se tiene un valor máximo de 303.34 kPa y un mínimo de 103.41 kPa. Mientras tanto para la VEE se observa en la entrada un valor máximo de 206.82 kPa y un valor mínimo de 82.73 kPa y a la salida se tiene un valor máximo de 344.70 kPa, y un valor mínimo de 89.62 kPa. La VET sobrecalienta el refrigerante R600a hasta 12.8 °C mientras que la VEE se sobrecalienta hasta 24.1 °C. Entonces la VEE genera una mayor presión a la entrada del compresor lo que hace que consuma menos potencia y genere más calor en el condensador.

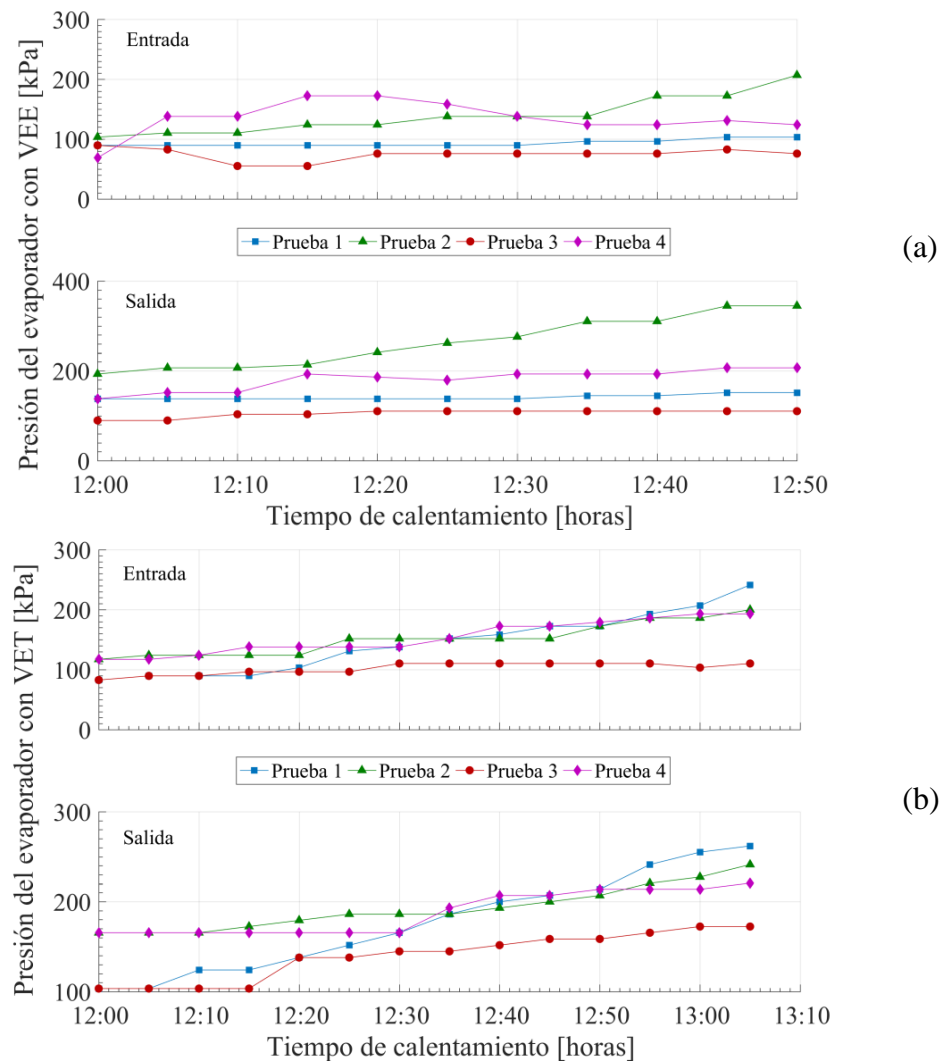
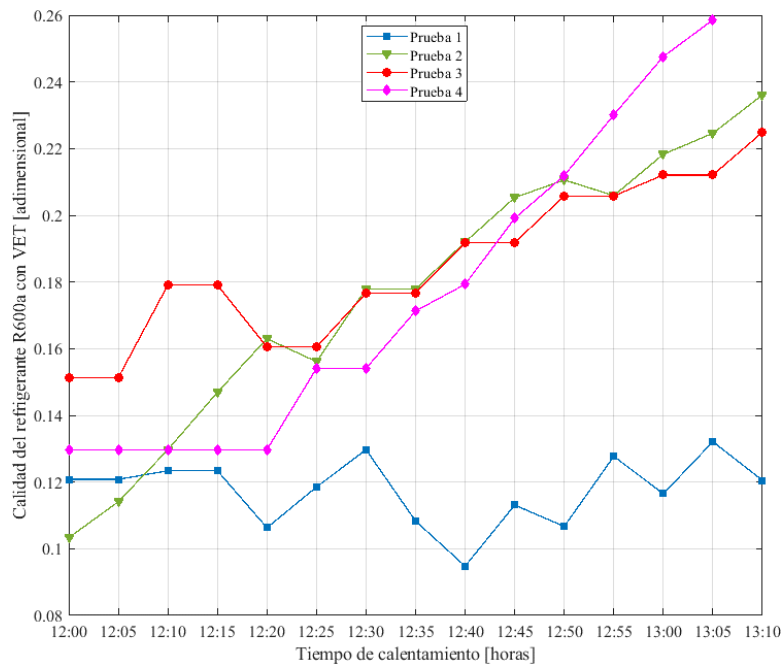


Figura 23. Presión en el colector evaporador con a) VEE; b) VET.
Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

3.3.6 Calidad del refrigerante

La cantidad de energía siempre se conserva durante un proceso real (primera ley), pero la calidad está destinada a disminuir (la segunda ley). Esta disminución en la calidad siempre está acompañada por un incremento en la entropía [134]. El refrigerante entra al colector como un vapor húmedo de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. Se tomó de referencia la literatura de Yan et al. [135], Darzi et al. [136] y Liu et al. [137]. En la Figura 24 se presenta la comparación de los valores de la calidad de vapor a la entrada del colector-evaporador en el sistema. La Figura 24a indica la variación de la calidad durante las pruebas de funcionamiento usando una VET, en donde el valor más bajo fue 0.09478 el 15 de marzo (Prueba 1) a las 12h40, mientras que el valor máximo fue de 0.2586 tomado el 23 de marzo (Prueba 4) a las 13h05 con una radiación de $775.4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una temperatura ambiente de $22.7 \text{ }^\circ\text{C}$. Por otra parte, la Figura 24b muestra la calidad obtenida en el sistema utilizando VEE, con la que se obtuvo un valor máximo de 0.2621 tomado el 26 de febrero (Prueba 3) a las 12h50, con una radiación de $323.2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una temperatura ambiente de $19.3 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que el valor mínimo fue de 0.09007 tomado el 27 de febrero (Prueba 4) a las 12h05. La calidad promedio máxima utilizando VET fue 0.1853 (Prueba 3), mientras que con la VEE fue 0.1798 (Prueba 3). Esto indica que la calidad obtenida con la VET es 2.97 % superior a la conseguida con la VEE, lo que favorece a la VET para conservar energía térmica en trabajo.



(a)

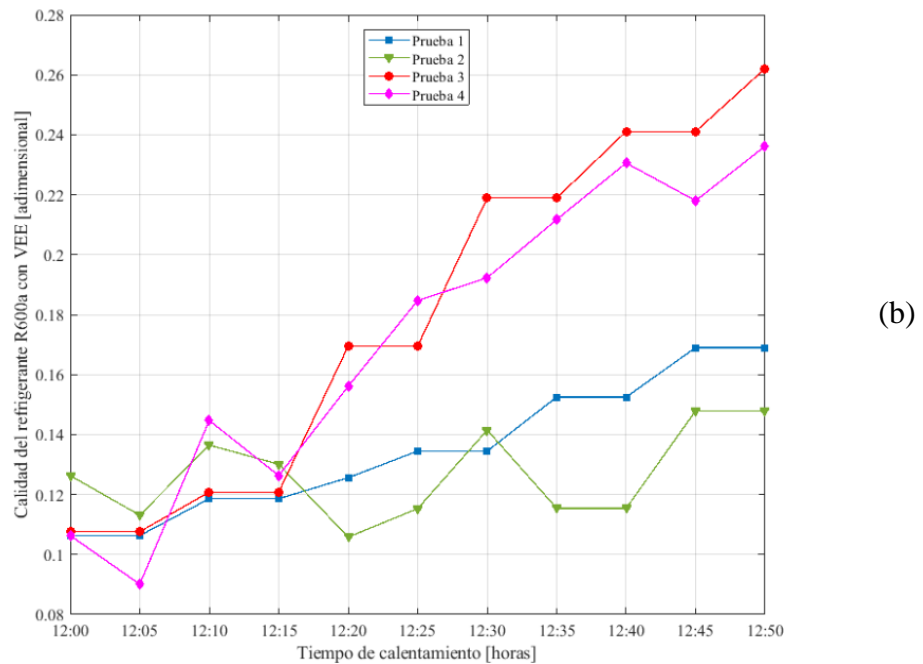


Figura 24. Calidad del refrigerante a la entrada del colector-evaporador con a) VET; b) VEE.

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

3.3.7 Flujo másico

Según Paulino et al. [138] utilizando una VEE en un sistema DX-SAHP se obtuvo un flujo másico de 30.5 kg/h en 260 segundos. También Peng et al. [122] obtuvo valores de 0.014 hasta 0.012 kg/s desde los 15 hasta los 55 °C utilizando la VET, en la Figura 25a se aprecia el flujo másico con el que trabaja el compresor recíproco hermético de velocidad lineal. El día 15 de marzo (Prueba 1) durante las pruebas con VET se obtuvo un valor máximo de 0.00281 kg/s a las 13h10 con una temperatura ambiente de 19.3 °C y radiación de 753 W·m⁻².

Se puede apreciar en la Figura 25b los resultados obtenidos con la VEE, tomando en cuenta el día 25 de febrero (Prueba 2) a las 12h45 pm con el flujo másico más alto de 0.00321 kg/s, con una radiación de 367.44 W·m⁻² y temperatura ambiente de 18.33 °C. A continuación, se observa los ensayos realizados con la VET y VEE, respectivamente. Por la VEE ingresa un flujo másico de 0.00321 kg/s lo que va a producir un mayor flujo de calor en el condensador, el PLC permite controlar el fluido de trabajo de forma precisa en diferentes estados climáticos, una respuesta rápida a cambios de carga de refrigerante, mayor control de sobrecalentamiento.

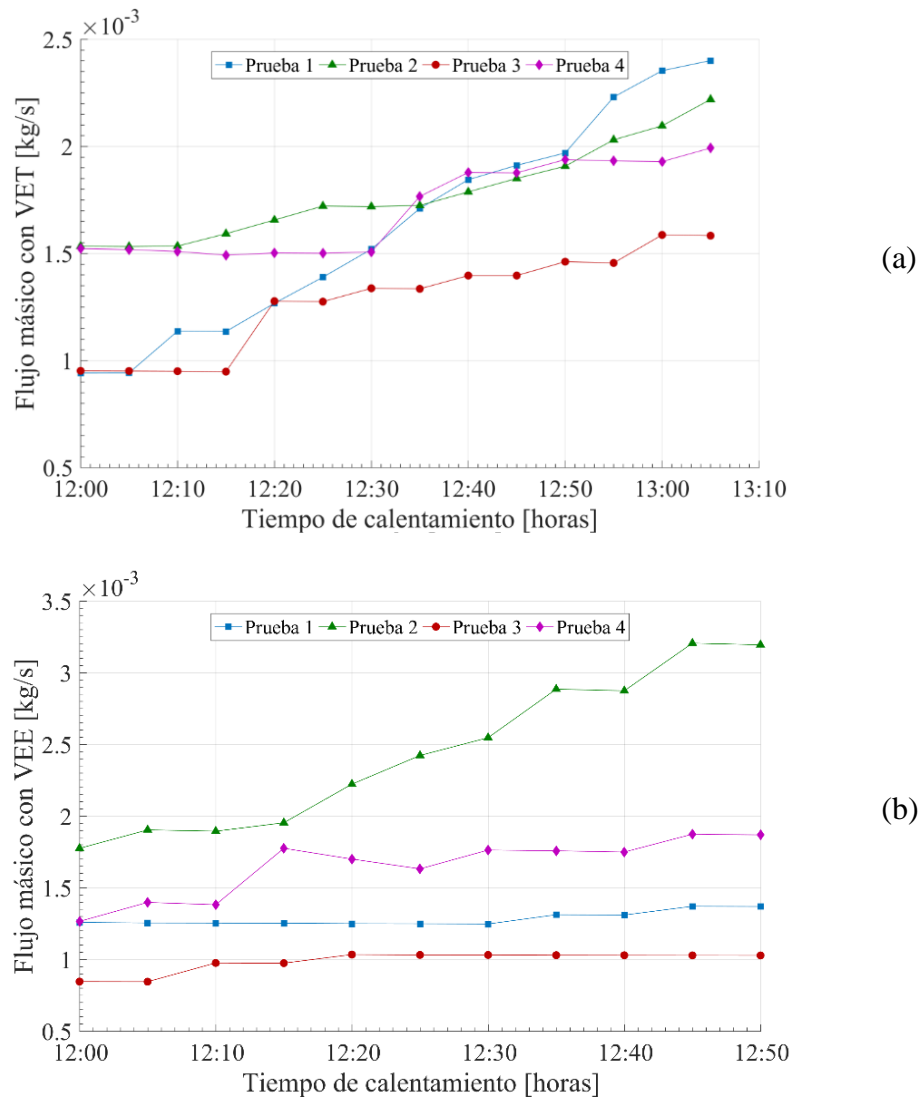


Figura 25. Variación del flujo másico con a) VET; b) VEE. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

Para la VEE, el área de flujo aumenta mediante impulsos de apertura, por esta razón el caudal másico es proporcional al área de flujo de la VEE. La Figura 26 muestra la influencia del área de flujo en los caudales másicos del refrigerante R600a en el sistema DX-SAHP. Según Qifang et al. [139], los parámetros a considerar en la VEE son: presión de entrada, grado de subenfriamiento, parámetros geométricos de VEE (área de flujo) y propiedades del refrigerante (densidad de líquido, viscosidad del líquido, calor específico, entre otros). La Figura 26 muestra el día más significativo con cada dispositivo de expansión, para la VEE el *COP* alcanzado fue de 7.48 con flujo másico de $0.00126 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, mientras que para la VET el *COP* fue de 4.18 con flujo másico de $0.00095 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Esto quiere decir que a mayor flujo másico mayor rendimiento alcanza el sistema.

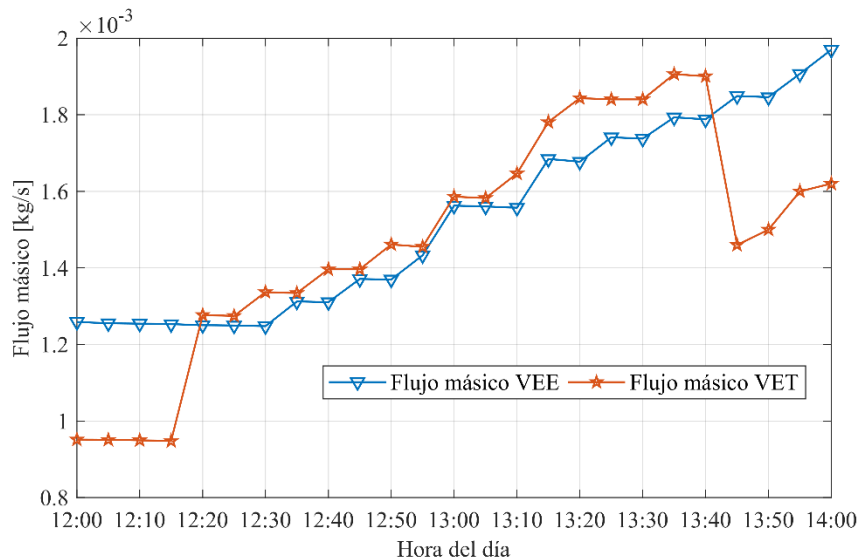
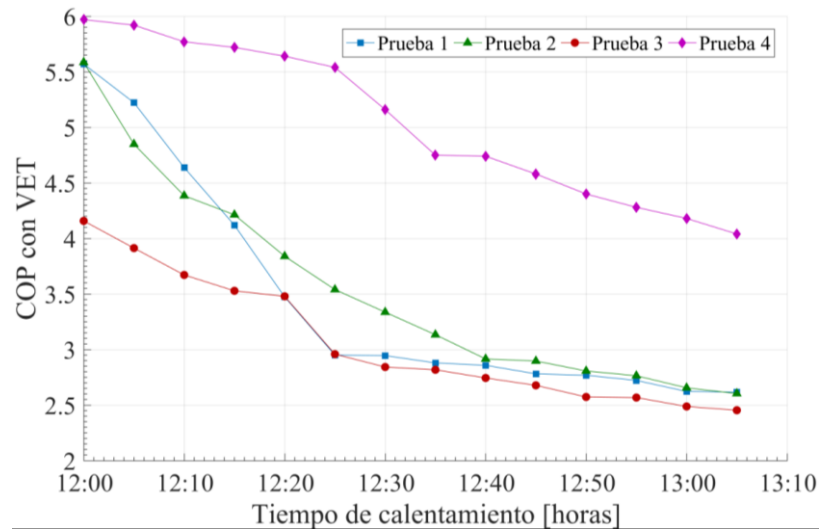


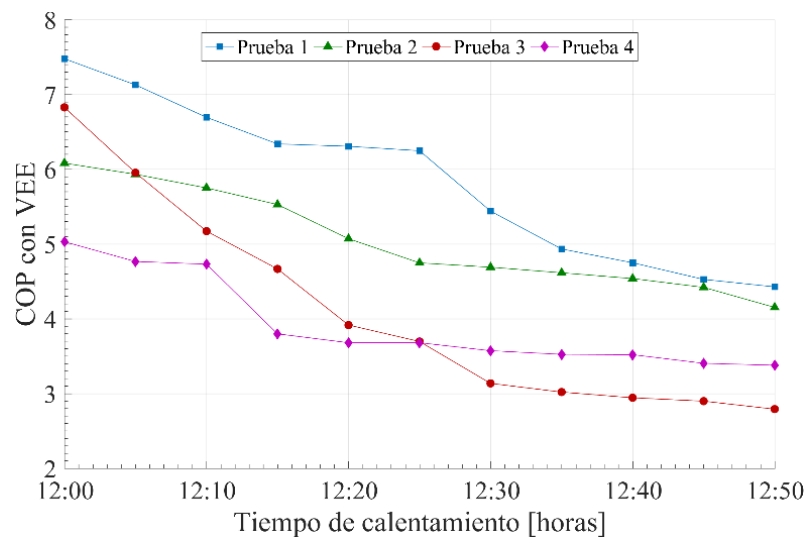
Figura 26. Flujo másico con: a) VET; b) VEE. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

3.3.8 Rendimiento del sistema vs el tiempo de calentamiento

El rendimiento del sistema o también llamado coeficiente de rendimiento de una bomba de calor, se relaciona con la cantidad de calor cedido de esta por medio del condensador hacia el agua y la cantidad de calor absorbido del ambiente (radiación solar) por medio del colector-evaporador. En la investigación de Guo et al. [140] se puede observar que el COP se mantiene constante desde las 12h00 hasta 14h00 con un valor de 4 utilizando la VET. En la Figura 27a se presenta las pruebas de funcionamiento con la VET, el 17 de marzo (Prueba 2) se registró valores de COP_{max} de 5.58 a las 12h00 hasta un COP_{min} 2.43 a las 13h10, siendo el primero el valor más alto, el tiempo de calentamiento de esta prueba fue de 70 minutos con una radiación promedio de $586.83 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y temperatura ambiente de $19.3 \text{ }^\circ\text{C}$. Finalmente, se presenta la Figura 27b con los valores de las pruebas utilizando la VEE el día 24 de febrero (Prueba 1). Se observa que el COP va descendiendo conforme pasa el tiempo de funcionamiento de la bomba de calor, obteniendo así un COP_{max} de 7.48, con una radiación promedio de $351.7 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y temperatura ambiente de $15.6 \text{ }^\circ\text{C}$, después de funcionar alrededor de 70 minutos se tiene un COP_{min} de 3.90. Existe una diferencia en el COP_{max} de 1.9 entre los dos dispositivos, lo que favorece a la configuración con la VEE, la potencia del compresor alcanzó 205.7 W a las 13h55.



(a)



(b)

Figura 27. Coeficiente de desempeño (COP) con: a) VET; b) VEE. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

3.3.9 Coeficiente de rendimiento (COP) vs. radiación

El coeficiente de rendimiento como se presenta en la ecuación (35) y (36) mide la eficiencia de un equipo que funciona bajo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Al tratarse de una bomba de calor asistida por energía solar, la radiación influye directamente en el *COP*, ya que el colector es quien realiza la transferencia de calor hacia el agua. Se comparó los resultados obtenidos en una DX-SAHP por Sarbu y Sebarchievici [43] registrando valores de *COP* entre 2 y 4.5 utilizando la VET y radiación que oscila entre 500 y 800 $W \cdot m^{-2}$. Mientras que Sun et al. [114] alcanzó valores de *COP* desde 4 a 7.5 utilizando la VEE en un sistema DX-SAHP, con una radiación de 300 $W \cdot m^{-2}$. En la Figura 28a se presenta el comportamiento del *COP* con las pruebas de funcionamiento utilizando la VET, el 15 de marzo (Prueba 1) a las

12h50 y se registró un valor máximo de radiación de $818.4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ con un *COP* de 2.62 y temperatura ambiente de $19.3 \text{ }^\circ\text{C}$. Mientras que en la Figura 28b con la VEE se obtuvo el valor más alto de radiación el día 25 de febrero del 2019 (Prueba 2) tomado a las 12h40 con una radiación solar de $696.12 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, se presentó el *COP* de 4.62 y temperatura ambiente de $18.33 \text{ }^\circ\text{C}$.

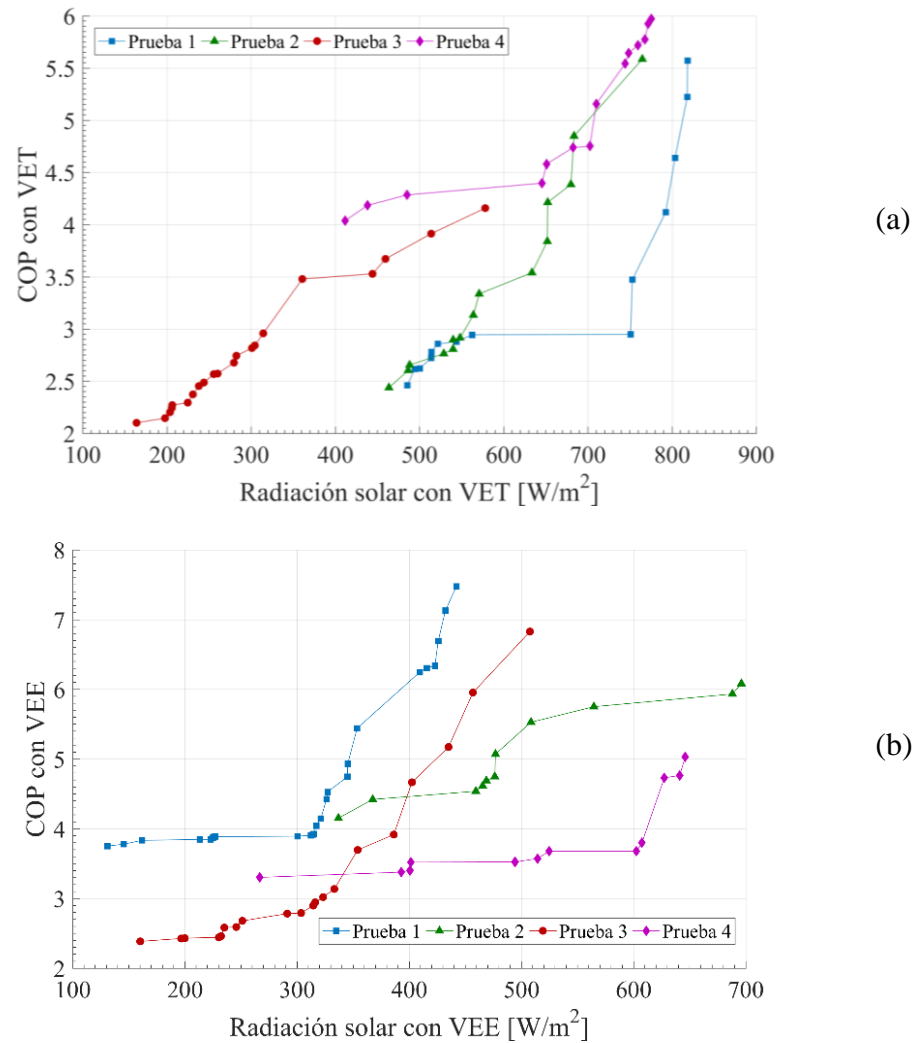
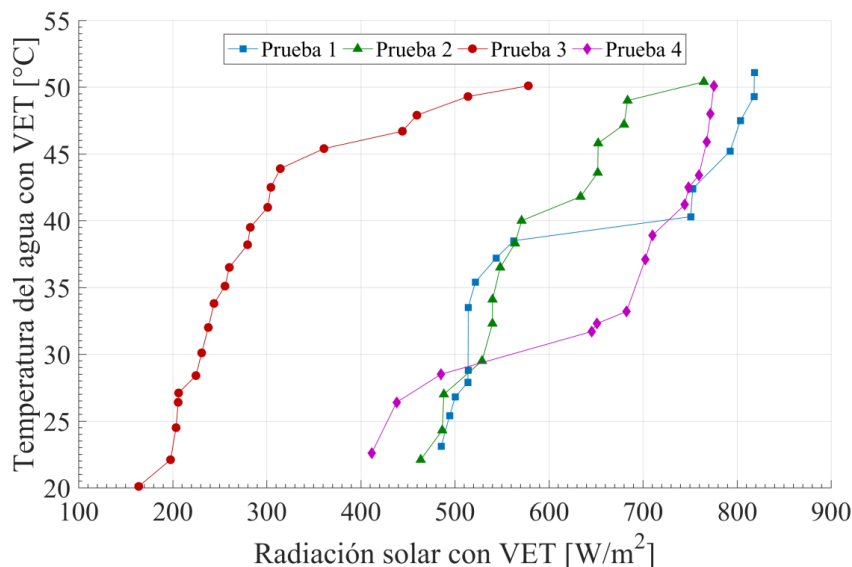


Figura 28. Variación del COP vs radiación solar con a) VET; b) VEE. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

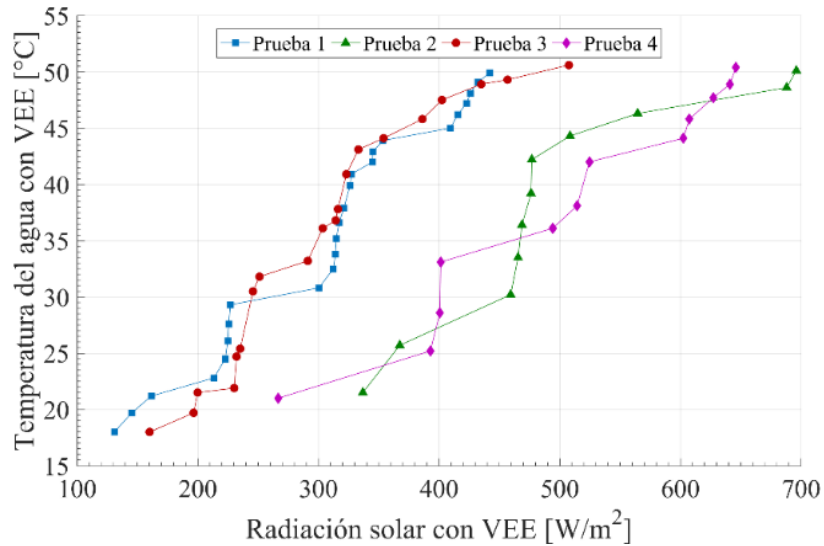
3.3.10 Temperatura del agua y radiación

El estudio de Kong et al. [141] indican que en la primavera se alcanzó una intensidad de radiación solar de $124 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una temperatura ambiental de $8.5 \text{ }^\circ\text{C}$, calentando el agua de $20.2 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta $50.1 \text{ }^\circ\text{C}$, con un tiempo de calentamiento de 365 minutos. Paradeshi et al. [98] utilizan el sistema DX-SAHP con VET obtuvo una intensidad solar máxima de $750 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, el *COP* del sistema aumenta de 1.5 a 3 en un tiempo de

calentamiento de 60 minutos. El proceso para obtener agua caliente comienza al llenar el tanque con agua a temperatura ambiente, la temperatura inicial promedio es de 18 °C; la capacidad de la bomba puede llegar a calentar agua hasta 55 °C, sin embargo, en base a la Norma INEN 2507 [130] se define una temperatura límite de 50 °C. Una vez alcanzada la temperatura requerida, se procede a apagar el equipo, vaciar el tanque y llenarlo nuevamente con agua fría para la siguiente prueba. En la Figura 29a se presenta el análisis de la DX-SAHP con VET, el 23 de marzo (Prueba 4) se puede observar que existió mayor radiación con un valor de $775.4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, por lo tanto pasaron 70 minutos para que la temperatura del agua llegue a los $50.1 \text{ }^\circ\text{C}$ con una temperatura ambiente de $22.7 \text{ }^\circ\text{C}$. En la Figura 29b se aprecia las pruebas de funcionamiento con la VEE, el día 27 de febrero (Prueba 4) se registró el incremento de temperatura del agua hasta $48.9 \text{ }^\circ\text{C}$ con una radiación de $641.04 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ a las 12h50, en un tiempo de calentamiento de 50 minutos. Por lo tanto para que la VEE alcance su máxima temperatura de agua debe transcurrir 50 minutos y existir una radiación superior a los $300 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$. Al momento de utilizar la VET en el sistema DX-SAHP transcurrió 70 minutos para alcanzar los $50 \text{ }^\circ\text{C}$, con una temperatura ambiente promedio de $22.15 \text{ }^\circ\text{C}$ y una radiación promedio de $664 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$. Esto quiere decir, que en base a la teoría investigada sí existe alta radiación, un flujo másico elevado y si el dispositivo utilizado es una VEE; el tiempo de calentamiento se reduce notablemente a comparación de la VET debido a que es un dispositivo automático y con la ayuda de su controlador PID, la apertura de la válvula permite obtener un *COP* superior al de cualquier otro tipo de dispositivo de expansión del mercado.



(a)



(b)

Figura 29. Incremento en la temperatura del agua vs. Radiación solar con: a) VET; b) VEE.

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

3.3.11 Comparativa del COP entre la VEE y VET

El parámetro *COP* es un indicador de la eficiencia del sistema DX-SAHP y relaciona el calor que es entregado al agua gracias al colector solar y la energía necesaria para completar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Se puede tomar como punto de referencia a Wang et al. [124], que al utilizar el refrigerante R600a a través de una VEE alcanza un *COP* de 4.37 en un tiempo de calentamiento de 40 minutos.

En la Figura 30 se puede observar los *COP* tanto para la válvula electrónica como para la termostática, el día más representativo con la VET fue el 17 de marzo ya que se pudo obtener un valor de *COP* de 5.58 con un flujo másico de $0.00153 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$; mientras que para la VEE el día representativo fue 24 de febrero alcanzando un *COP* de 7.48 con un flujo másico de $0.00126 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, esto quiere decir que la VEE es el dispositivo más versátil para el sistema DX-SAHP logrando alcanzar un alto rendimiento en menos tiempo que con la VET, puesto que no requiere de mucho caudal para calentar el agua hasta los 50 °C.

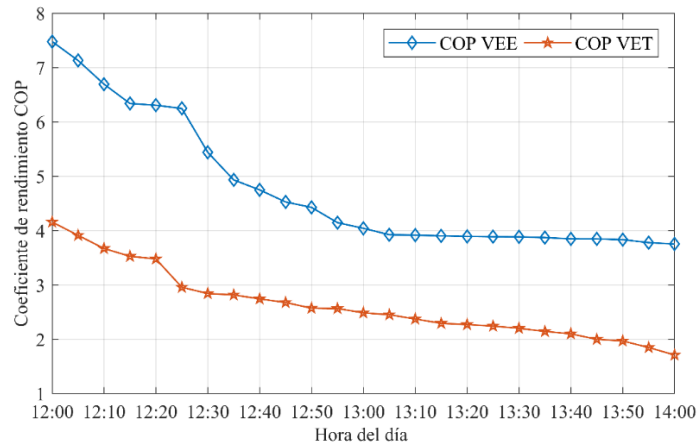


Figura 30. Rendimiento del sistema con VET y VEE. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

3.3.12 Eficiencia de Carnot

El estudio de Zhang et al. [142], demuestra que la eficiencia del sistema se puede mejorar significativamente hasta en un 20 % con el sistema utilizando una VEE en lugar de una VET, el 19 de marzo se logró alcanzar un *COP* de 4.16 con la VET y el día 24 de febrero se registró el *COP* de 7.08 con la VEE. En la Figura 31 se puede apreciar la eficiencia de Carnot, la cual determina que dispositivo es el más adecuado para calentar el agua en menos tiempo con el sistema DX-SAHP. Con el uso de la VEE se registró el 24 de febrero una eficiencia del 60 % a las 12:00, radiación de $345.2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, una temperatura ambiente de $15.6 \text{ }^\circ\text{C}$ y el *COP* máximo fue de 7.48. Posteriormente el análisis con la VET en el sistema, el día 19 de marzo se alcanzó una eficiencia de 24 % a las 12:10 con una radiación de $514 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, temperatura ambiente de $17.3 \text{ }^\circ\text{C}$ y un *COP* de 3.48.

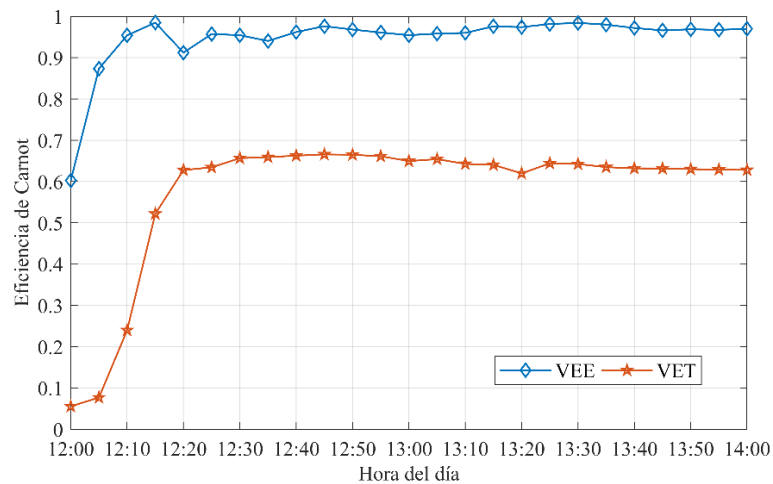


Figura 31. Eficiencia de la VET y VEE. Elaborado por: Erik Chávez & Paúl Pachacama

3.4 Análisis económico

Se presenta el análisis económico correspondiente al equipo con las dos configuraciones, tanto con la VET como con la VEE. Se detalla los costos de los equipos adquiridos, materia prima y mano de obra requeridos para poder dar un correcto funcionamiento a la bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar.

La Tabla 14 muestra los insumos y equipos correspondientes para la modificación y funcionamiento de la bomba de calor.

Tabla 14. Descripción y costos de materiales utilizados en la investigación

| Descripción | Cantidad | Precio unitario [USD] | Precio total [USD] |
|--|-----------------|----------------------------------|-------------------------------|
| Válvula de expansión termostática Danfoss TE 2 | 1 | 365.00 | 365.00 |
| Válvula de expansión electrónica Carel E2V09SSF 10 | 1 | 728 | 728 |
| Controlador PID de temperaturas Full Gauge | 5 | 36 | 180 |
| Refrigerante R600a 420 g | 1 | 20 | 20 |
| Sueldas | 10 | 5 | 50 |

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

En la presente investigación se utilizó accesorios del proyecto realizado por Simbaña et al. [129], por ejemplo, placa Roll Bond (Colector-evaporador), Compresor de velocidad Lineal Embraco EM130 CHR, Transformador 110 V a 24V, Tuberías de cobre flexible, Manómetros, Filtro secador, Tanque acrílico transparente (condensador), entre otros. Todo esto ayudó a reducir el costo de inversión para el presente proyecto de investigación, la modificación fue mínima y no se alteró el funcionamiento de ninguno de sus componentes. Finalmente, el costo de inversión es aceptable para cumplir con los objetivos del presente trabajo.

La Agencia de Regulación y Control de Electricidad (ARCONEL) presenta el pliego tarifario para las empresas eléctricas de distribución codificado, período enero - diciembre del 2019 [143]:

Tabla 15. Cargos tarifarios Enero - Diciembre 2019

| Rango de consumo | Demanda (USD kW·mes) | Energía (USD kWh) | Comercialización (USD consumidor) |
|-------------------------|-----------------------------|--------------------------|--|
| Categoría | | Residencial | |
| Nivel | | Bajo y medio voltaje | |
| Voltaje | | | |
| 1-50 | | 0.076 | |
| 51-100 | | 0.081 | |
| 101-150 | | 0.083 | 1.414 |
| 151-200 | | 0.097 | |
| 201-250 | | 0.099 | |

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

Según el Instituto Nacional de Estadísticas y Censos (INEC) el ahorro de consumo de agua en Ecuador ha mejorado. La práctica realizada con mayor frecuencia es cerrar las llaves mientras jabonan los platos, se bañan entre otros con un valor de 93.28 % de hogares. La práctica realizada con la segunda mayor frecuencia es ducharse en menos de 10 minutos, con un 78.09 % en hogares [144]. La práctica de ahorro de energía realizada con mayor frecuencia es apagar los focos al salir de una habitación, con un 96.77 % de hogares. La práctica realizada con la segunda mayor frecuencia es evitar introducir alimentos calientes en el refrigerador, con un 93.22 % de hogares [144].

En la ciudad de Quito una planilla de consumo mensual promedio de energía eléctrica en el sector urbano tiene un valor de USD 18.52 para un consumo eléctrico de 220 kWh promedio [145]. Según el pliego tarifario impuesto por la Agencia Nacional de Regulación y Control de Electricidad a la Empresa Eléctrica Quito en el año 2019 [144], el consumo eléctrico promedio urbano de un hogar está entre 201-250 kW·h, lo que en conclusión da como resultado que 1 kW·h de consumo tenga un costo de USD 0.099.

3.4.1 Costo anual del sistema DX-SAHP

Para el calentamiento de agua sanitaria de uso residencial mediante energía solar y energía eléctrica el consumo eléctrico de 1 kW·h tiene un costo de USD 0.0834, tarifa que es reducida gracias a la utilización de la energía térmica solar en el calentamiento del agua por lo que el compresor realiza menos trabajo y por ende su consumo eléctrico es menor [146]. En el caso de un sistema de bomba de calor asistida por energía solar de 198 W de consumo del compresor, tomado de las pruebas realizadas en el sistema de bomba de calor funcionando por 5 horas al día, durante 30 días al mes, se obtiene:

$$\text{Consumo}_{DX-SAHP} = \frac{198 \text{ W} \cdot 2h \cdot 30 \text{ días}}{1000 \text{ W} \cdot h}$$

$$\text{Consumo}_{DX-SAHP} = 11.88 \frac{\text{kW} \cdot h}{\text{mes}}$$

Obteniendo un costo mensual del sistema:

$$\text{Consumo}_{DX-SAHP} = 11.88 \text{ kW} \cdot h \cdot 0.0834 \text{ USD} = \text{USD } 0.99$$

El costo por año es:

$$\text{Consumo}_{DX-SAHP} = \text{USD } 11.88$$

Tabla 16. Consumo de componentes del equipo DX-SAHP [147, 148, 149]

| Componente | Consumo [kW] |
|---|--------------|
| Válvula de expansión electrónica | 0.240 |
| Válvula de expansión termostática | 0.350 |
| Controlador de válvula de expansión electrónica | 0.011 |
| Controladores de temperatura | 0.002 |
| Compresor | 0.095 |

En resumen, la tabla anterior registra que el consumo del equipo con la VEE es de 0.35 kW y con la VET aumenta a 0.46 kW al ponerlo en funcionamiento, entonces el costo de operación durante 120 minutos al día es:

Válvula electrónica

$$0.35 \text{ kW} \cdot 120 \text{ min} \frac{1h}{60 \text{ min}} \cdot 0.0904 \frac{\text{USD}}{\text{kW} \cdot h} = \text{USD } 0.063$$

Válvula termostática

$$0.46 \text{ kW} \cdot 120 \text{ min} \frac{1h}{60 \text{ min}} \cdot 0.0904 \frac{\text{USD}}{\text{kW} \cdot h} = \text{USD } 0.083$$

Se debe tomar en cuenta que estos valores no están incluidos los costos adicionales de comercialización, alumbrado público, tributo al cuerpo de bomberos y tasa de recolección de basura (USD 1.41; USD 2.43; USD 1.88 Y USD 7.38 respectivamente [131]) al mes representaría utilizando la VEE y VET; USD 13.16 y USD 13.18 respectivamente. Esto quiere decir que ambos dispositivos ahorran el costo de consumo energético.

A continuación, se registra la comparación de cada uno de los costos con respecto a los diferentes métodos de calentamiento de agua doméstica. En la Tabla 17, los valores tanto para la ducha eléctrica como para el termostato fueron tomados del trabajo realizado por Valenzuela et al. [131].

Tabla 17. Análisis comparativo entre varios calentadores de agua [150, 64]

| Método de calentamiento | Costo m ³ [USD] | Costo mensual [USD] |
|-------------------------|----------------------------|---------------------|
| Ducha eléctrica | 0.90 | 18.20 |
| Calefón eléctrico | 4.79 | 49.26 |
| DX-SAHP con VEE | 8.42 | 13.16 |
| DX-SAHP con VET | 8.42 | 13.18 |

Se puede apreciar en la Tabla 17 que existe un ahorro mensual por parte del sistema DX-SAHP de aproximadamente 5.04 y 36.1 [USD] con respecto a los métodos de calentamiento por ducha eléctrica y calefón eléctrico respectivamente.

Mediante el estudio teórico y el aporte de investigaciones realizadas por Gorozabel y Carbonell [14], Cho [25], Chen et al. [119], Cao et al. [88], Facao y Carvalho [48] e Ito et al. [112], entre otros, se obtuvieron resultados que han sido analizados y comparados: rango de temperatura esta entre 60 y 90 °C alcanzado en el condensador durante una hora al medio día [14], el *COP* en las bombas de calor con R22 y R744 fueron aproximadamente 3.21 y 2.75 durante el día nublado, respectivamente [25], El modelo arroja las desviaciones relativas dentro de un rango entre -7 y $+10\%$, y aproximadamente el 95% de los datos medidos caen dentro de una desviación relativa de $\pm 7.0\%$ [119]. Finalmente, este capítulo muestra todas las ecuaciones fundamentales para obtener los parámetros de funcionamiento, que permiten analizar e interpretar que dispositivo es el más apropiado para nuestro sistema DX-SAHP, el costo-beneficio al momento de invertir en un dispositivo de expansión y la importancia del *COP* en el sistema que depende principalmente de la radiación solar, hora del día, entre otros.

3.5 Conclusiones

En el presente documento, se ha realizado la investigación sobre un sistema de bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar, mediante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor con diferentes dispositivos de expansión utilizando el fluido de trabajo R600a que es el menos contaminante, pero a la vez altamente inflamable. Se realizó el análisis termodinámico con cada uno de los dispositivos de expansión, la eficiencia depende del fluido másico que alcanza el compresor en el ciclo de refrigeración. Al ser menor el consumo de refrigerante con la VEE, resulta menor la potencia en el compresor, por lo tanto, el consumo energético es significativamente bajo en comparación al uso de la VET. Esto beneficia al sistema DX-SAHP económicamente. Además, al utilizar la VEE permite reducir las emisiones de CO₂ y se puede afirmar que es la válvula más utilizada en la actualidad, gracias a la fiabilidad en condiciones de operación que requieren precisión.

En base a la literatura investigada en libros, artículos y sitios web se obtuvo las ecuaciones (7), (8), (18), (21), (35) y (37) mencionadas en el capítulo 2, mediante las cuales se puede calcular el flujo másico para el compresor, válvula electrónica, válvula termostática, entre otros; realizando estos cálculos en el software EES se pudo concretar cuáles de éstas permiten alcanzar valores similares que existen en investigaciones con el sistema DX-SAHP como Chow et al. [151], Kong et al. [93]; después de las pruebas de funcionamiento se registró un flujo másico promedio de 0.00153 kg·s⁻¹ utilizando la VEE y con la VET un flujo másico promedio de 0.00146 kg·s⁻¹ en base a esto se obtiene gráficas parecidas a los autores mencionados. La VEE presenta un *COP* máximo de 7.48 al momento de arrancar, mientras que la VET obtuvo un *COP* máximo 5.58. Las ecuaciones que no han sido utilizadas en esta investigación son un aporte fundamental para futuras pruebas y análisis comparativos de este tipo.

Se seleccionó la válvula de expansión electrónica Carel E2V09SSF 10 como la alternativa más adecuada para el sistema de calentamiento de agua, que es el dispositivo más amigable con la capa de ozono, debido a su alta eficiencia de funcionamiento y la precisión de apertura gracias a su controlador PLC. Mediante la realización experimental y análisis de resultados con las pruebas realizadas en el equipo durante 45 días seguidos, con 5 ensayos por día entre tres a cuatro horas de espera y rangos de medición de 5 minutos. Entre todos estos días se tomó muy en

cuenta la prueba realizada el 24 de febrero del 2019 a las 12:00 debido a que la dirección de los rayos del sol cae perpendicularmente hacia el colector solar, esto permite incrementar el COP con mayor rapidez y evitar el alto consumo de energía como es con la válvula de expansión termostática. El día 15 de marzo del 2019 se analizó la configuración de la VET, estuvo despejado con una radiación máxima de hasta $818.4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, se observa que el COP va descendiendo directamente proporcional con el tiempo de funcionamiento de la bomba de calor, la temperatura ambiente llegó hasta los $19.3 \text{ }^\circ\text{C}$, después de funcionar alrededor 70 minutos se tiene un COP de 2.87. Se debe tomar en cuenta que los primeros minutos de encendida la máquina sus valores de COP se incrementan, esto es debido a que el compresor requiere más energía y por ende trabaja más por el arranque. Existe una diferencia en el COP_{max} de 1.9 entre los dos dispositivos y en el COP_{min} existe una diferencia de 1.37, lo que favorece a la configuración con la VEE.

Para alcanzar los $50 \text{ }^\circ\text{C}$ en la temperatura del condensador, se registró un tiempo de calentamiento promedio de 50 minutos utilizando la VEE mientras que con la VET el tiempo promedio de calentamiento es de 70 minutos, considerando los mejores días con condiciones meteorológicas semejantes para ambos dispositivos con valores de radiación entre 300 y $700 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, un flujo másico promedio de $0.0015 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. El COP varía notablemente en función de la radiación incidente en la placa. Por esta razón, el mejor tiempo para calentar el agua tiene la VEE, calentado de $18 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta $49.9 \text{ }^\circ\text{C}$ con un tiempo de 50 min y radiación promedio de $307 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$. Mientras que para la VET el tiempo de calentamiento que se demora en calentar desde los $19 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta los $50.4 \text{ }^\circ\text{C}$ es de 70 min y radiación promedio de $587 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, concluyendo así que la VEE es la mejor para el calentamiento de agua frente a la VET que tarda 20 min más.

En condiciones de días soleados y nublados, el COP promedio utilizando la VEE y la VET fue superior a 5.0 y 3.0, respectivamente. Incluso en el clima extremo de las condiciones invernales, el COP promedio también fue superior a 3 con las configuraciones. Para la configuración con la VEE una temperatura ambiente de $15.6 \text{ }^\circ\text{C}$ con una intensidad de radiación solar de $442.1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una velocidad del viento de $5.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, el COP promedio alcanza 5.2. Mientras que la configuración con la VET con una temperatura ambiente de $18.9 \text{ }^\circ\text{C}$ con una intensidad de radiación solar de $494.5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una velocidad de viento de $3.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, el COP promedio alcanza 3.4.

3.6 Recomendaciones

Se analizó el funcionamiento de la bomba de calor con ambos dispositivos de expansión, se puede decir que el rendimiento depende de una buena condición climática, tomar muy en cuenta que los únicos valores representativos a estudiar son los que registran altos valores de radiación solar ya que los días lluviosos según la estación meteorológica generalmente marca valores cero de radiación y eso dificulta el funcionamiento de la máquina; por esto no se puede realizar un análisis comparativo con esos valores de días invernales.

Interpretar correctamente todos los parámetros de la estación meteorológica para los respectivos cálculos y análisis de resultados, el colector solar se debe ubicar en una posición paralela al movimiento del sol para que se pueda aprovechar al máximo la radiación y con esto obtener un tiempo de calentamiento menor. Verificar la estación para que sus unidades se encuentren en Sistema Internacional y almacenarlas periódicamente con el fin de tener una base de datos de todos los días que se va a realizar el estudio termodinámico.

El diseño de la bomba de calor asistida por energía solar presenta valores de rendimientos aceptables, pero se sugiere para una futura investigación y análisis de datos realizar las respectivas modificaciones en el ciclo mediante un sistema de recirculación a la salida del compresor, con el fin de disminuir el tiempo de calentamiento. El condensador presenta un bajo rendimiento al disipar el calor, es por esta razón que tarda en calentarse el agua y por ende afecta directamente el rendimiento del sistema. Una solución puede ser modificar el condensador para generar una recirculación del refrigerante y de esa forma no producir tantas pérdidas de energía en el ciclo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] The Linde Group, [En línea]. Available: https://www.abellolinde.es/es/images/Di%C3%B3xido%20de%20carbono%28CO2%29_Un%20valioso%20producto%20con%20posibilidades%20%C3%BAnicas_23808-10_tcm316-116928.pdf. [Último acceso: 29 05 2019].
- [2] Instituto Geográfico Nacional - Gobierno de España, [En línea]. Available: https://www.ign.es/espmmap/mapas_conta_bach/pdf/Contam%20_mapa_04_texto.pdf. [Último acceso: 29 05 2019].
- [3] H. D. Matthews y S. Solomon, «Irreversible Does Not Mean,» *Science*, vol. 340, p. 2, 2013.
- [4] Z. Han, C. Bai, X. Ma, B. Li y H. Hu, «Study on the performance of solar-assisted transcritical CO₂ heat pump system with phase change energy storage suitable for rural houses,» *Solar Energy*, vol. 174, pp. 45-54, 2018.
- [5] World Bank, 2017. [En línea]. Available: <https://data.worldbank.org/indicator/EN.CO2.ETOT.ZS>. [Último acceso: 03 11 2018].
- [6] N. Liu, Z. Ma y J. Kang, «A regional analysis of carbon intensities of electricity generation in China,» *Energy Economics*, vol. 67, pp. 268-277, 2017.
- [7] Y. Wang, Q. Zhang y C. Li, «The contribution of non-fossil power generation to reduction of electricity-related CO₂ emissions: A panel quintile regression analysis,» *Journal of Cleaner Production*, vol. 207, pp. 531-541, 2018.
- [8] T.-T. Chow, Z. Dong, L.-S. Chan, K.-F. Fong y Y. Bai, «Performance evaluation of evacuated tube solar domestic hot water systems in Hong Kong,» *Energy and Buildings*, vol. 43, p. 3467–3474, 2011.
- [9] X. Kong, P. Sun, Y. Li, K. Jiang y S. Dong, «Experimental studies of a variable capacity direct-expansion solar-assisted heat pump water heater in autumn and winter conditions,» *Solar Energy*, vol. 170, p. 352–357, 2018.
- [10] G. Singh y R. Das, «Energy Saving Potential of a Combined Solar and Natural Gas-Assisted Vapor Absorption Building Cooling System,» *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 141, pp. 1-4, 2018.
- [11] I. W. Eames, A. Milazzo y G. G. Maidment, «Modelling thermostatic expansion valves,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, pp. 189 - 197, 2014.
- [12] T. Siqueira Dantas, I. Franco, A. Fileti y F. Silva, «Dynamic linear modeling of a refrigeration process with electronic expansion valve actuator,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 75, pp. 311-321, 2017.
- [13] E. Dai, M. Lin, J. Xia y Y. Dai, «Experimental investigation on a GAX based absorption heat pump driven by hybrid liquefied petroleum gas and solar energy,» *Solar Energy*, vol. 169, p. 167–178, 2018.
- [14] F. B. Gorozabel Chata y T. Carbonell Morales, «Actualidad y perspectivas de una bomba de calor de expansión directa con energía solar,» *Universidad Técnica de Manabí. Departamento de Ingeniería Mecánica, La Habana.*, vol. 19, 2016.

- [15] P. Omojaro y C. Breitkopt, «Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, p. 33 – 45, 2013.
- [16] R. J. Dossat, «Válvulas de expansión termostáticas,» de *Principios de refrigeración*, Houston Texas, Continental, 2001, pp. 404-408.
- [17] Danfoss, «Danfoss,» Junio 2008. [En línea]. Available: http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PBAA0A405_T2.pdf. [Último acceso: 4 Noviembre 2018].
- [18] I. W. Eames, A. Milazzo y G. G. Maidment, «Modelling thermostatic expansion valves,» *International Journal of refrigeration*, p. 191, 2014.
- [19] J. Yan, W. Cai, C. Lin, C. Li y Y. Li, «Experimental study on performance of a hybrid ejector-vapor compression cycle,» *Energy Conversion and Management*, vol. 113, p. 36–43, 2016.
- [20] T. De Freitas Paulino, R. Nunes de Oliveira, A. A. Torres Maia, B. Palm y L. Machado, «Modeling and experimental analysis of the solar radiation in a CO2 direct-expansion solar-assisted heat pump,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 148, pp. 160 - 172, 2019.
- [21] Froztec. Refrigeración industrial y comercial, «froztec,» 28 11 2017. [En línea]. Available: <https://blog.froztec.com/4-puntos-clave-en-el-sistema-de-co2-transcritico>. [Último acceso: 17 02 2019].
- [22] Y. Xia y S. Deng, «The influences of the operating characteristics of an Electronic Expansion Valve (EEV) on the operational stability of an EEV controlled direct expansion air conditioning system,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 69, p. 394–406, 2016.
- [23] X. Kong, K. Jiang, S. Dong, Y. Li y J. Li, «Control strategy and experimental analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a,» *Energy*, vol. 145, pp. 17 - 24, 2018.
- [24] M. Mohanraj, S. Jayaraj y C. Muraleedharan, «A comparison of the performance of a direct expansion solar assisted heat pump working with R22 and a mixture of R407C–liquefied petroleum gas,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 223, pp. 821-833, 2009.
- [25] H. Cho, «Comparative study on the performance and exergy efficiency of a solar hybrid heat pump using R22 and R744,» *Energy*, vol. 93, pp. 1267 - 1276, 2015.
- [26] R. Lazzarin y M. Noro, «Experimental comparison of electronic and thermostatic,» *International journal of refrigeration*, pp. 114-118, 2007.
- [27] C. Aprea y R. Mastrullo, «Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 206-214, 2002.
- [28] S. Bilgen, «Structure and environmental impact of global energy consumption,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 38, pp. 890 - 902, 2014.
- [29] F. J. da Silva, A. . G. Barbosa de Lima, Y. J. Ramos da Costa, C. R. Bezerra Filho y M. Bezerra Grilo, «Dual-Fuel (Natural Gas/Biodiesel) Engines: Fundamentals, Performance and Environmental Impact,» *G. Ferreira (ed.), Alternative Energies, Advanced Structured Materials*, vol. 34, p. 48, 2013.

- [30] J. Zhang y D. E. Konan, «The Sleeping Giant Awakes: Projecting Global Implications of China's Energy Consumption,» *Review of Development Economics*, vol. 14, p. 750 – 767, 2010.
- [31] M. Palocz-Andresen, *Decreasing fuel consumption and exhaust gas emissions in transportation: sensing, control and reduction of emissions*, Berlin - Germany: Springer-Verlag, 2013 .
- [32] J. J. B. Y. y J. L. , «Research on the peak of CO2 emissions in the developing world: Current progress and future prospect,» *Applied Energy*, vol. 235, p. 186 – 203, 2019.
- [33] L. Q. C. A. R. F. P. S. S. P. J. y M. A. , «Global carbon budget 2017,» *Earth Syst Sci Data Discuss*, vol. 10, p. 405 – 48, 2018.
- [34] «Ministry of Environment, Forest and Climate Change of India (MoEFCC),» 2015. [En línea]. Available: <http://nmhs.org.in/pdf/INDIA%20INDC%20TO%20UNFCCC.pdf>. [Último acceso: 12 06 2019].
- [35] I. Dincer, *Comprehensive Energy Systems, Refrigerants* Cap. 2, Oshawa, ON, Canada, 2018.
- [36] B. D. Solomon, «Economic Geography of Energy,» *Encyclopedia of Energy*, vol. 2, p. 31, 2004.
- [37] F. Suleman, I. Dincer y M. Agelin-Chaab, «Energy and exergy analyses of an integrated solar heat pump system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, pp. 557 - 564, 2014.
- [38] I. Dincer y M. A. Rosen, *Exergy Analysis of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning*, Amsterdam, Netherlands: Elsevier Inc., 2015.
- [39] I. Sarbu y C. Sebarchievici, «Chapter 2 - Vapour Compression-Based Heat Pump Systems,» de *Ground-Source Heat Pumps Fundamentals, Experiments and Applications*, Elsevier Ltd. All rights reserved., 2016, pp. 7 - 25.
- [40] W. Calderón Muñoz y A. Ortiz Bernandin, *Comparación entre los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción mediante la primera y segunda ley de la termodinámica en las aplicaciones de climatización y refrigeración*, Santiago de Chile, 2016.
- [41] D. Chwieduk, *Comprehensive Renewable Energy*, Warsaw, Poland, 2017.
- [42] S. K. Chaturvedi, V. D. Gagrani y T. M. Abdel-Salam, «Solar-assisted heat pump – A sustainable system for low-temperature water heating applications,» *Energy Conversion and Management*, vol. 77, p. 550 – 557, 2014.
- [43] I. Sarbu y C. Sebarchievici, Chapter 9 - Solar-Assisted Heat Pumps - Solar Heating and Cooling Systems, *Solar Heating and Cooling Systems.*, 2017.
- [44] M. A. Hawlader, S. A. Rahman y K. J. , «Performance of evaporator-collector and air collector in solar assisted heat pump dryer,» *Energy Conversion and Management*, vol. 49, p. 1612–1619, 2008.
- [45] A. Bridgeman y S. Harrison , «Preliminary experimental evaluations of indirect solar assisted heat pump systems,» *Solar Calorimetry Laboratory, Department of Mechanical and Materials Engineering, Queen's University, Kingston, ON, K7L 3N6, Canada*, pp. 20-22.
- [46] 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*, vol. 127, pp. 416 - 423, 2016.
- [47] F. B. Gorozabel Chata, S. K. Chaturvedi y A. Almogbel, «Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants,» *Energy Conversion and Management*, vol. 46, p. 2614–2624, 2005.
- [48] 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.
- [49] L. Sanchez, «Luis Sanchez,» 24 05 2017. [En línea]. Available: <http://luissanchez12345.blogspot.com/2017/05/compresor-reciprocante.html>. [Último acceso: 26 11 2018].
- [50] R. J. Dossat, «Rendimiento de compresores recíprocos,» de *Principios de refrigeración*, Texas, Compañía editorial continental, 2001, pp. 273-282.
- [51] Daza, «Profe Daza,» 13 04 2013. [En línea]. Available: <https://profedaza.wordpress.com/componentes-sistema-de-refrigeracion/compresores/>. [Último acceso: 26 11 2018].
- [52] Itc, «Escuela tecnológica instituto técnico central,» 16 1 2007. [En línea]. Available: <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/Apuntes/APUNTES%20REFRIGERACION/compresor.pdf>. [Último acceso: 25 11 2018].
- [53] «I.E.S Virgen del Pilar,» [En línea]. Available: http://iesvp.educa.aragon.es/tutores/jcsantolaria_27/file/Teoria/Ficha-Evaporadores.pdf. [Último acceso: 25 11 2018].
- [54] Z. Wang, Z. Huang, S. Zheng y X. Zhao, «6 - Solar Water Heaters,» de *A Comprehensive Guide to Solar Energy Systems With Special Focus on Photovoltaic Systems*, Hull, United Kingdom, Elsevier Inc. All rights reserved, 2018, pp. 111 - 125.
- [55] C. Placco, L. Saravia y C. Cadena, «Colectores solares para agua caliente, Inenco, UNSa –CONICET,» [En línea]. Available: <https://www.mendoza-conicet.gob.ar/lahv/soft/opte/htdocs/modules/descargas/archivos/COLECTORES%20SOLARES%20PARA%20AGUA%20CALIENTE.pdf>. [Último acceso: 18 02 2019].
- [56] S. A. Kalogirou, «Flat-plate collector (FPC),» de *Solar Energy Engineering Processes and Systems*, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford OX5 1GB, UK, Academic Press is an imprint of Elsevier, 2014, p. 132.
- [57] «Pulsar water innovative solutions,» [En línea]. Available: <https://pulsarwater.mx/index.php/productos-rsp/equipos-para-piscina/colector-solar-albercas-detail>. [Último acceso: 18 02 2019].
- [58] M. N. Cerda, «Blog sobre sistemas de Refrigeración,» 1 05 2012. [En línea]. Available: <http://martinfix.blogspot.com/2012/05/condensadores-condenser.html>. [Último acceso: 26 11 2018].
- [59] A. R. Trott y T. C. Welch, «Expansion valves,» de *Refrigeration and Air Conditioning*, 2000, pp. 93-103.
- [60] S. Rodriguez, «Dispositivos de expansión,» *Issuu*, p. 1, 2015.
- [61] S. Harish Kruthiventi y G. Venkatarathnam, «Studies on capillary tube expansion device used in J-T refrigerators operating with nitrogen-hydrocarbon mixtures,» *Cryogenics*, vol. 87, pp. 76-84, 2017.

- [62] S. Kumar Dubba y R. Kumar, «Flow of refrigerants through capillary tubes: A state-of-the-art,» *Experimental thermal and fluid science*, vol. 81, pp. 370-381, 2016.
- [63] C. Abc, «Cairo Abc Refrigeração,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.cairoabc.com.br/produto/tubo-capilar-14-com-porca/>. [Último acceso: 2 12 2018].
- [64] D. Velásquez Agustín y D. Vanegas Márquez, «Descripción de dispositivos de expansión termostática en sistemas de refrigeración,» *Researchgate*, pp. 12-15, 2011.
- [65] J. Jia y W. Lee, «Experimental investigations on the use of capillary tube and thermostatic expansion valve in storage-enhanced heat recovery room air-conditioner,» *Energy and buildings*, vol. 101, pp. 76-83, 2015.
- [66] J. Gonzáles Valiente, «Frigoristas,» [En línea]. Available: <https://frigoristas.wordpress.com/valvula-electronica/>. [Último acceso: 4 12 2018].
- [67] G. F. Hundy, A. R. Trott y T. C. Welch, «Electronic expansion valves,» de *Refrigeration and air conditioning*, B H, 2008, pp. 103-114.
- [68] R. Ciconkov, «Refrigerants: there is still no vision for sustainable solutions,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 441 - 448, 2018.
- [69] W. Tsai, Chlorofluorocarbons - Encyclopedia of Toxicology (Third Edition), Pingtung, Taiwan: National Pingtung University of Science and Technology,, 2014, pp. 883-884.
- [70] C. Sebarchievici y I. Sarbu, «Chapter 3 - Substitution Strategy of Non-Ecological Refrigerants,» de *Ground-Source Heat Pumps Fundamentals, Experiments and Applications*, Academic Press is an imprint of Elsevier, 2016, pp. 27-45.
- [71] G. Yanez, «Mundo Hvac&r - El standard 34 de ASHRAE, nomenclatura de los gases refrigerantes,» 2006. [En línea]. Available: <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/01/el-standard-34-de-ashrae-nomenclatura-de-los-gases-refrigerantes/>. [Último acceso: 14 01 2019].
- [72] R. W. James y J. F. Missenden, «The use of propane in domestic refrigerators,» *Institute of Environmental Engineering, Borough Road, South Bank Polytechnic, London*, vol. 15, pp. 95-100, 1992.
- [73] M. M. Joybari, M. S. Hatamipour, A. Rahimi y F. G. Modarres, «Exergy analysis and optimization of R600a as a replacement of R134a in a domestic refrigerator system,» *International journal of refrigeration*, vol. XXX, pp. 1-10, 2013.
- [74] J. Ahamed, R. Saidur y H. Masjuki, «Prospect of Hydrocarbon Uses Based on Exergy Analysis in the Vapor Compression Refrigeration System,» *IEEE First Conference on Clean Energy and Technology CET*, pp. 1-5, 2011.
- [75] K. Nawaz, B. Shen, A. Elatar, V. Baxter y O. Abdelaziz, «R290 (Propane) and R600a (Isobutane) as Natural Refrigerants for Residential Heat Pump Water Heaters,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 127, pp. 870 - 883, 2017.
- [76] M. Rasti, M. S. Hatamipour, S. F. Aghamiri y M. Tavakoli, «Enhancement of domestic refrigerator's energy efficiency index using a hydrocarbon mixture refrigerant,» *Measurement*, vol. 45, p. 1807 – 1813, 2012.

- [77] M. Fatouh y M. El Kafafy, «Experimental evaluation of a domestic refrigerator working with LPG,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, p. 1593 – 1603, 2006.
- [78] G. Peters, M. Svanström, S. Roos, G. Sandin y B. Zamani, «Carbon footprints in the textile industry,» *Handbook of Life Cycle Assessment (LCA) of Textiles and Clothing*, pp. 3 - 30, 2015.
- [79] G. Medina García, J. Grageda Grageda, J. A. Ruiz Corral y A. D. Báez González, 05 2008. [En línea]. Available: http://www.zacatecas.inifap.gob.mx/publicaciones/Usodeestacionesmeteorologicas_en_la_agricultura.pdf. [Último acceso: 02 12 2018].
- [80] «IMN- Estaciones meteorológicas e instrumentos de mas uso en Costa Rica,» [En línea]. Available: <https://www.imn.ac.cr/documents/10179/28035/Cat%C3%A1logo+B%C3%A1sico+de+Instrumentos+Meteorol%C3%B3gicos/3701f150-452d-44d3-9c58-19d94a01f28d>. [Último acceso: 02 12 2018].
- [81] «ambient weather,» [En línea]. Available: <https://www.ambientweather.com/amws1200.html>. [Último acceso: 04 12 2018].
- [82] MetAs & Metrólogos Asociados, «METAS.COM.MX,» 02 2004. [En línea]. Available: <http://www.metas.com.mx/guiamet/La-Guia-MetAs-04-02-piro.pdf>. [Último acceso: 02 12 2018].
- [83] D. Pérez Carrasco, «biring.us.es,» [En línea]. Available: <http://biring.us.es/proyectos/abreproy/4443/fichero/Memoria+PFC%252F3.pdf>. [Último acceso: 02 12 2018].
- [84] Agencia estatal de meteorología - Ministerio de medio ambiente y medio rural y marino, «Agencia estatal de meteorología - Ministerio de medio ambiente y medio rural y marino,» [En línea]. Available: http://www.aemet.es/documentos/es/eltiempo/observacion/radiacion/Radiacion_Solar.pdf. [Último acceso: 02 12 2018].
- [85] «Tekcoplus,» [En línea]. Available: <https://www.tekcoplus.com/products/thtk-803a?variant=13648437477425>. [Último acceso: 04 12 2018].
- [86] M. Renom , «meteo.fisica.edu.uy,» 2011. [En línea]. Available: http://meteo.fisica.edu.uy/Materias/PBMA/PBMA_teotico/Bolilla5-Anemometria.pdf. [Último acceso: 02 12 2018].
- [87] J. Jia y W. L. Lee, «Experimental investigations on the use of capillary tube and thermostatic expansion valve in storage-enhanced heat recovery room air-conditioner,» *Energy and buildings*, vol. 101, pp. 76-83, 2015.
- [88] X. Cao, Z.-Y. Li, L.-L. Shao y C.-L. Zhang, «Refrigerant flow through electronic expansion valve: Experiment and neural network modeling,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 92, p. 210 – 218, 2016.
- [89] W. M. Duarte, T. F. Paulino, J. J. Pabon, S. Sawalha y L. Machado, «Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water,» *Solar Energy*, vol. 184, pp. 527 - 538, 2019.
- [90] M. Godet, «Prospectiva, Analisis estructural. Universidad de Deusto,» 08 2010. [En línea]. Available:

http://www.prospectiva.eu/zaharra/02_Aestructural_Este.pdf. [Último acceso: 14 01 2019].

- [91] J. Cueli Llera, «Técnico en montaje y mantenimiento de instalaciones de frío, climatización y producción de calor,» [En línea]. Available: http://www.imacifp.com/wp-content/uploads/2012/05/1FC01_05_Disposit_Exp.pdf. [Último acceso: 12 12 2018].
- [92] M. El-Morsi, «Energy and exergy analysis of LPG (liquefied petroleum gas) as a drop in replacement for R134a in domestic refrigerators,» *Energy*, vol. 86, pp. 344 - 353, 2015.
- [93] X. Kong, Y. Li, L. Lin y Y. Yang, «Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, pp. 136 - 146, 2017.
- [94] J. Chen y J. Yu, «Energy and exergy analysis of a new direct-expansion solar assisted vapor,» *Solar Energy*, p. 615, 2018.
- [95] W. Huang, T. Zhang, J. Ji y N. Xu, «Numerical study and experimental validation of a direct-expansion solar-assisted heat pump for space heating under frosting conditions,» *Energy & Buildings*, vol. 185, pp. 224 - 238, 2019.
- [96] J. Choi y Y. C. Kim, «The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube,» *Energy*, vol. 27, pp. 391 - 404, 2002.
- [97] L. P. M. S. y S. J. , «Parametric studies of a Simple Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump Operating in a Hot and Humid Environment,» *Energy Procedia*, vol. 90, p. 635 – 644, 2016.
- [98] 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, p. 635 – 644, 2016.
- [99] X. Kong, Y. Li, L. Lin y Y. Yang, «Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, pp. 136 - 146, 2017.
- [100] J. A. Duffie y W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [101] F. Incropera y D. DeWitt, *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Mexico: Prentice Hall Hispanoamericana S.A., 1999.
- [102] L. H. John, *A Heat Transfer Textbook*, Massachusetts: Phlogiston Press, 2003.
- [103] Y. A. Cengel, *Transferencia de Calor y Masa - Un Enfoque Práctico*, México D.F.: McGraw-Hill, 2007.
- [104] G.-H. Shi, L. Aye, R. Dai, X.-J. Du y J.-J. Wang, «Dynamic modelling and performance evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump for LPG vaporisation applications,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 149, p. 757 – 771, 2019.
- [105] Z. Wang, P. Guo, H. Zhang, W. Yang y S. Mei, «Comprehensive review on the development of SAHP for domestic hot water,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 72, p. 871 – 881, 2017.
- [106] X. Kong, D. Zhang, Y. Li y Q. Yang, «Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Energy*, vol. 36, pp. 6830 - 6838, 2011.

- [107] 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, p. 299 – 307, 2017.
- [108] M. Yousefi y M. Moradali, «Thermodynamic analysis of a direct expansion solarassisted heat pump water heater,» *Journal of Energy in Southern Africa*, vol. 26, pp. 110 - 117, 2015.
- [109] F. Scarpa, A. L. Tagliafico y V. Bianco, «Inverse cycles modeling without refrigerant property specification,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, pp. 1716 - 1729, 2013.
- [110] M. Hawlader, S. Chou y M. Ullah, «The performance of a solar assisted heat pump water heating system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 1049 - 1065, 2001.
- [111] E. Mohamed, S. Riffat, S. Omer y R. Zeinelabdien, «A comprehensive investigation of using mutual air and water heating in multi-functional DX-SAMHP for moderate cold climate,» *Renewable Energy*, vol. 130, pp. 582 - 600, 2019.
- [112] S. Ito, N. Miura y K. Wang, «Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors,» *Solar Energy*, vol. 65, p. 189 – 196, 1999.
- [113] E. Mohamed, S. Riffat y S. Omer, «Low-temperature solar-plates-assisted heat pump: a developed design for domestic applications in cold climate.,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 81, p. 134 – 150, 2017.
- [114] X. Sun, Y. Dai, V. Novakovic, J. Wu y R. Wang, «Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat pump and conventional air source heat pump for domestic hot water,» *Energy Procedia*, vol. 70, p. 394 – 401, 2015.
- [115] R. Tripathi y G. Tiwari, «Annual performance evaluation (energy and exergy) of fully covered concentrated photovoltaic thermal (PVT) water collector: An experimental validation,» *Solar Energy*, vol. 146, p. 180–190, 2017.
- [116] R. Kokila y S. Rajakumar, «Thermal performance analysis and optimization of solar assisted heat pump water heater,» *Applied Mechanics and Materials*, vol. 592, pp. 2416 - 2421, 2014.
- [117] «andinoelal,» [En línea]. Available: http://www.andinoelal.cl/apuntes_tecnicos/18.-%20Propiedades%20Fisicas%20Gas%20Propano%20-%20Butano.pdf. [Último acceso: 03 03 2019].
- [118] T. Chen, D. An Cha y O. Kyung Kwon, «Experimental investigation on mass flow characteristics of R245fa through electronic expansion valve,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 125, p. 111 – 117, 2017.
- [119] L. Chen, J. Liu, J. Chen y Z. Chen, «A new model of mass flow characteristics in electronic expansion valves considering metastability,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, p. 1235 – 1242, 2009.
- [120] D. Wile, «The measurement of expansion valve capacity,» *Refrigeration Engineering*, vol. 8, 1935.
- [121] L. Yang y C.-L. Zhang, «A generalized dimensionless local power-law correlation for refrigerant flow through adiabatic capillary tubes and short tube orifices,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 46, pp. 69 - 76, 2014.

- [122] J.-W. Peng, H. Li y C.-L. Zhang, «Performance comparison of air-source heat pump water heater with different expansion devices,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 99, p. 1190 – 1200, 2016.
- [123] S. D. Deodhar, H. B. Kothadia, K. Iyer y S. Prabhu, «Experimental and numerical studies of choked flow through adiabatic and diabatic capillary tubes,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 90, pp. 879 - 894, 2015.
- [124] D. Wang, Y. Lu y L. Tao, «Optimal combination of capillary tube geometry and refrigerant charge on a small CO₂ water-source heat pump water heater,» *International Journal of Refrigeration*, pp. 10 - 13, 2018.
- [125] J. Cai, Z. Li, J. Ji y F. Zhou, «Performance analysis of a novel air source hybrid solar assisted heat pump,» *Renewable Energy*, p. 14, 2019.
- [126] W. Huang, T. Zhang, J. Ji y N. Xu, «Numerical study and experimental validation of a direct-expansion solar-assisted heat pump for space heating under frosting conditions,» *Energy and Buildings*, vol. 185 , pp. 224 - 238, 2019 .
- [127] G. Alefeld y R. Radermacher , Heat conversion systems., Boca Raton (Florida, Estados Unidos): CRC Press, Taylor & Francis Group, 1994.
- [128] X. Kong, S. Penglong, L. Ying, J. Kailin y D. Shandong, «Experimental studies of a variable capacity direct-expansion solar-assisted,» *Solar Energy*, pp. 352-357, 2018.
- [129] I. Simbaña, E. Toaquiza y W. Quitiaquez, 01 2018. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/14974>. [Último acceso: 17 05 2019].
- [130] INEN, «Norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2 507,» 2009. [En línea]. Available: http://181.112.149.204/buzon/normas/nte_inen_2507.pdf. [Último acceso: 15 05 2019].
- [131] M. Valenzuela, D. Haro y W. Quitiaquez, «biblioteca virtual UPS,» 08 2018. [En línea]. Available: <http://bibliotecavirtual.ups.edu.ec/Record/dspace-16064>. [Último acceso: 07 06 2019].
- [132] Carel, [En línea]. Available: <https://www.carel.com/documents/10191/0/%2B3000025ES/a52e41e6-a3b1-48cb-9250-6670571d7292?version=1.0>. [Último acceso: 19 05 2019].
- [133] Danfoss, 07 2010. [En línea]. Available: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/DKRCCPDAA0A405.pdf>. [Último acceso: 19 05 2019].
- [134] Y. A. Cengel y M. A. Boles, Termodinámica, Séptima ed., Mexico: Mc graw Hill, 2011.
- [135] Z.-Q. Yang, M. Gong, G. Chen, Z. Lin, H. Huang y H. Feng, «A new diabatic two phase flow pattern transition model of R600a,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 99, pp. 138 - 144, 2019 .
- [136] M. Darzi, M. Akhavan-Behabadi, M. Sadoughi y P. Razi, «Experimental study of horizontal flattened tubes performance on condensation of R600a vapor,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 62, p. 18 – 25, 2015.
- [137] X. Liu, J. Yu y G. Yan, «Theoretical investigation on an ejectorexpansion refrigeration cycle using zeotropic mixture R290/R600a for applications in

- domestic refrigerator/freezers,» *Applied Thermal Engineering* , vol. 90, pp. 703 - 710, 2015.
- [138] T. de Freitas Paulino, R. N. de Oliveira, A. A. Torres Maia, B. Palm y L. Machado, «Modeling and experimental analysis of the solar radiation in a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump,» *Applied Thermal Engineering*, Vols. %1 de %2160 - 172, p. 148, 2019.
- [139] Y. Qifang, C. Jiangping y C. Zhijiu, «Experimental investigation of R407C and R410A flow through electronic expansion valve,» *Energy Conversion and Management*, vol. 48, p. 1624 – 1630, 2007.
- [140] J. J. Guo, J. Y. Wu, R. Z. Wang y S. Li, «Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater,» *Applied Energy*, vol. 88, p. 4128 – 4138, 2011.
- [141] K. Xiangqiang, S. Penglong, J. Kailin, D. Shandong, L. Ying y L. Jianbo, «A variable frequency control method and experiments of a direct-expansion solar-assisted heat pump system,» *Solar Energy*, vol. 176, pp. 572 - 580, 2018.
- [142] R. Zhang, E. J. Stanke, G. Zhang, Y. Lu, X. Sun y X. Li, «Benefits investigation of electronic expansion valve in electric vehicle thermal system as compared to thermal expansion valve with shut-offvalve,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 100, pp. 404 - 413, 2019.
- [143] «Regulación eléctrica,» 31 01 2019. [En línea]. Available: <https://www.regulacionelectrica.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2019/02/Pliego-Tarifario-SPEE-2019.pdf>. [Último acceso: 17 05 2019].
- [144] «Ecuador en cifras,» 12 2017. [En línea]. Available: http://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Encuestas_Ambientales/Hogares/Hogares_2017/DOC_TEC_MOD_AMBIENTAL_ENEMDU%202017.pdf. [Último acceso: 17 05 2019].
- [145] «ARCONEL,» 01 2018. [En línea]. Available: <https://www.regulacionelectrica.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2018/01/2018-01-11-Pliego-y-Cargos-Tarifarios-del-SPEE-20182.pdf>. [Último acceso: 17 05 2019].
- [146] I. Rodriguez y P. Silva, «Evaluación del rendimiento de una bomba de calor asistida por energía solar que funciona con un compresor de 1/6 hp mediante el uso de refrigerantes r12 – r407c – r410a como fluidos de trabajo,» 01 2018. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/14974>. [Último acceso: 17 05 2019].
- [147] CAREL, «CAREL,» [En línea]. Available: <https://www.carel.com/documents/10191/0/+05C001465/b0eb7387-077f-4ef8-9f6b-c7e4753c15ec?version=1.1>. [Último acceso: 07 06 2019].
- [148] Indubel, [En línea]. Available: http://www.indubel.com.ar/pdf/repuestos/valvulas_filtros_controles/danfoss/valvulas-expansion.pdf. [Último acceso: 07 06 2019].
- [149] Embraco, [En línea]. Available: <http://www.embraco.com/DesktopModules/DownloadsAdmin/Arquivos/3LReD3PsO0.pdf>. [Último acceso: 07 06 2019].

- [150] Navien, [En línea]. Available: https://neufert-cdn.archdaily.net/uploads/product_file/file/27280/Ficha_CALEFON_NPE.pdf. [Último acceso: 07 06 2019].
- [151] T. Chow, G. Pei, K. 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*, vol. 87, pp. 643-649, 2010.
- [152] U. Çakır y K. Çomaklı, «Exergetic interrelation between an heat pump and components,» *Applied Thermal Engineering*, p. 9, 2016.
- [153] F. T. Princiotta, *Global climate - change the technology challenge.*, Springer Science + Business Media, 2011.
- [154] C.-h. Liang, X.-s. Zhang, X.-w. Li y X. Zhu, «Study on the performance of a solar assisted air source heat pump system for building heating,» *Energy and Buildings*, vol. 43, p. 2188 – 2196, 2011.
- [155] Campbell Scientific Spain S.L., «Campbell Scientific,» [En línea]. Available: https://s.campbellsci.com/documents/es/product-brochures/b_weatherstation.pdf. [Último acceso: 01 12 2018].
- [156] International Energy Agency, «World: Indicators,» 03 2017. [En línea]. Available: <https://www.iea.org/statistics/statisticssearch/report/?country=WORLD&product=indicators&year=2014>. [Último acceso: 08 06 2017].
- [157] Banco Mundial, «Emisiones de CO₂ (kt),» 2018. [En línea]. Available: <https://datos.bancomundial.org/indicador/EN.ATM.CO2E.KT>. [Último acceso: 02 02 2018].
- [158] 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*, vol. 127, p. 416 – 423, 2016.
- [159] A. Behfar y D. Yuill, «Evaluation of Gray Box Thermostatic Expansion Valve Mass Flow Models,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 96, pp. 161 - 168, 2018.
- [160] Y. Walid, G. Yunting y A. T. Savvas, «Indirect expansion solar assisted heat pump system for hot water production with latent heat storage and applicable control strategy,» *Energy Procedia*, pp. 180-187, 2017.
- [161] F. B. Gorozabel Chata, S. K. Chaturvedi y A. Almogbel, «Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants,» *Energy Conversion and Management*, vol. 46, p. 2614 – 2624, 2005.
- [162] S. K. Chaturvedi, D. T. Chen y A. Kheireddine, «Thermal performance of variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump,» *Energy Conversion and Management*, vol. 39, pp. 181 - 191, 1998.
- [163] Y. Hou, J. Ma, C. Liu, J. Cao y X. Liu, «Experimental investigation on the influence of EEV opening on the performance of transcritical CO₂ refrigeration system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 65, pp. 51 - 56, 2014.
- [164] W. Kim y J. E. Braun, «Development and evaluation of virtual refrigerant mass flow sensors for fault detection and diagnostics,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 63, pp. 184 - 198, 2016.

- [165] H. Cheung y J. E. Braun, «Simulation of fault impacts for vapor compression systems by inverse modeling. Part I: Component modeling and validation,» *HVAC&R Research*, vol. 19, p. 892 – 906. , 2013.
- [166] W. V. Payne y D. L. O’Neal, «A Mass Flowrate Correlation for Refrigerants and Refrigerant Mixtures Flowing Through Short Tubes,» *HVAC&R Research*, vol. 10, pp. 73 - 87, 2004.
- [167] C. Park, H. Cho, Y. Lee y Y. Kim, «Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valves,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, pp. 1401 - 1407, 2007.
- [168] T. M. Harm, «Charge inventory system modeling and validation for unitary air conditioners.,» *Purdue University, West Lafayette, Indiana.*, 2002.

ANEXOS

Anexo 1. Datos obtenidos con VET en el Test 2.

| Hora | Mediciones realizadas | | | | | | | | | | | Cálculos en EES | | | | Análisis termodinámico | | |
|-------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------|-------------------------------|-----------------------|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|--|------------------------|------|---------------------|
| | T _{comp, in} [°C] | T _{comp, out} [°C] | T _{cond, out} [°C] | T _{evap, in} [°C] | P _{comp, in} [kPa] | P _{comp, out} [kPa] | P _{cond, out} [kPa] | P _{evap, in} [kPa] | T _{agua} [°C] | Radiación [W/m ²] | T _{amb} [°C] | h _{1@P1 y T1} [kJ/kg] | h _{2@P2 y T2} [kJ/kg] | h _{3@P3 y x=0} [kJ/kg] | v _{comp, in} [m ³ /kg] | Calidad | COP | Flujo másico [kg/s] |
| 12:00 | 11,8 | 28,6 | 22,3 | 10,5 | 165,46 | 344,70 | 275,76 | 117,20 | 22,1 | 488,4 | 19,3 | 574,1 | 595,3 | 240,1 | 0,2336 | 0,1033 | 5,58 | 0,00153 |
| 12:05 | 12 | 30,5 | 24,5 | 10,7 | 165,46 | 344,70 | 289,55 | 124,09 | 24,3 | 463,8 | 19,3 | 574,4 | 598,8 | 243,9 | 0,2338 | 0,1141 | 4,85 | 0,00153 |
| 12:10 | 11,7 | 32,3 | 26,9 | 10,7 | 165,46 | 379,17 | 310,23 | 124,09 | 27 | 548,3 | 19,3 | 573,9 | 600,6 | 249,4 | 0,2335 | 0,1297 | 4,38 | 0,00153 |
| 12:15 | 13,1 | 34,6 | 29,4 | 12,2 | 172,35 | 413,64 | 344,70 | 124,09 | 29,5 | 633,7 | 19,4 | 576 | 603,4 | 257,1 | 0,225 | 0,1469 | 4,21 | 0,00159 |
| 12:20 | 13,6 | 36,8 | 32,1 | 12,9 | 179,24 | 448,11 | 379,17 | 124,09 | 32,3 | 529 | 19,4 | 576,5 | 606 | 266,2 | 0,2163 | 0,163 | 3,84 | 0,00166 |
| 12:25 | 14 | 38,5 | 34 | 13,3 | 186,14 | 448,11 | 379,17 | 151,67 | 34,1 | 540,1 | 19,4 | 576,9 | 609,2 | 266,2 | 0,2081 | 0,1561 | 3,54 | 0,00172 |
| 12:30 | 14,3 | 40,3 | 36,1 | 13,8 | 186,14 | 482,58 | 413,64 | 151,67 | 36,5 | 652,4 | 19,4 | 577,4 | 611,1 | 273,8 | 0,2084 | 0,1779 | 3,34 | 0,00172 |
| 12:35 | 13,6 | 41,6 | 37,7 | 13,2 | 186,14 | 517,05 | 413,64 | 151,67 | 38,3 | 680 | 19,4 | 576,2 | 612,2 | 273,8 | 0,2078 | 0,1779 | 3,13 | 0,00172 |
| 12:40 | 14,2 | 43,1 | 39,5 | 13,9 | 193,03 | 517,05 | 448,11 | 151,67 | 40 | 571 | 19,5 | 576,9 | 615,1 | 281 | 0,2004 | 0,192 | 2,92 | 0,00179 |
| 12:45 | 14,9 | 44,6 | 41,1 | 14,8 | 199,93 | 551,52 | 482,58 | 151,67 | 41,8 | 486,7 | 19,5 | 577,8 | 615,5 | 287,9 | 0,1936 | 0,2053 | 2,90 | 0,00185 |
| 12:50 | 16,3 | 46,4 | 42,9 | 16,3 | 206,82 | 585,99 | 503,26 | 172,35 | 43,6 | 540 | 19,5 | 579,8 | 618,6 | 291,9 | 0,1878 | 0,2106 | 2,81 | 0,00191 |
| 12:55 | 17,8 | 48,5 | 45,2 | 17,8 | 220,61 | 620,46 | 517,05 | 186,14 | 45,8 | 683,7 | 19,5 | 581,8 | 621,2 | 294,5 | 0,1764 | 0,2059 | 2,76 | 0,00203 |
| 13:00 | 18,2 | 49,9 | 46,6 | 18,3 | 227,50 | 654,93 | 551,52 | 186,14 | 47,2 | 764,8 | 19,5 | 582,2 | 622,6 | 300,8 | 0,1709 | 0,2183 | 2,66 | 0,00210 |
| 13:05 | 19,6 | 51,7 | 48,5 | 19,8 | 241,29 | 689,40 | 585,99 | 199,93 | 49 | 652 | 19,4 | 584 | 624,7 | 306,8 | 0,1614 | 0,2246 | 2,60 | 0,00222 |
| 13:10 | 19,9 | 52,9 | 49,7 | 20,2 | 248,18 | 689,40 | 620,46 | 206,82 | 50,4 | 564,1 | 19,4 | 584,2 | 627,2 | 312,7 | 0,1567 | 0,2361 | 2,44 | 0,00229 |

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

Anexo 2. Datos obtenidos con VEE en el Test 1.

| Hora | Mediciones realizadas | | | | | | | | | | | Cálculos en EES | | | | Análisis termodinámico | | |
|-------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------|-------------------------------|-----------------------|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|--|------------------------|------|---------------------|
| | T _{comp, in} [°C] | T _{comp, out} [°C] | T _{cond, out} [°C] | T _{evap, in} [°C] | P _{comp, in} [kPa] | P _{comp, out} [kPa] | P _{cond, out} [kPa] | P _{evap, in} [kPa] | T _{agua} [°C] | Radiación [W/m ²] | T _{amb} [°C] | h _{1@P1 y T1} [kJ/kg] | h _{2@P2 y T2} [kJ/kg] | h _{3@P3 y x=0} [kJ/kg] | V _{comp, in} [m ³ /kg] | Calidad | COP | Flujo másico [kg/s] |
| 12:00 | 13,1 | 32,5 | 15,1 | 11,2 | 137,88 | 344,70 | 241,29 | 89,62 | 18 | 345,2 | 15,6 | 577,5 | 602,4 | 230 | 0,2845 | 0,1063 | 7,48 | 0,00126 |
| 12:05 | 13,8 | 33,9 | 16,6 | 11,8 | 137,88 | 344,70 | 241,29 | 89,62 | 19,7 | 442,1 | 15,6 | 578,7 | 605 | 230 | 0,2853 | 0,1063 | 7,13 | 0,00126 |
| 12:10 | 13,9 | 34,8 | 17,4 | 11,9 | 137,88 | 344,70 | 255,90 | 89,62 | 21,2 | 432,2 | 15,6 | 578,8 | 606,6 | 234,4 | 0,2855 | 0,1186 | 6,69 | 0,00125 |
| 12:15 | 14,2 | 36,1 | 19,7 | 12,2 | 137,88 | 344,70 | 255,90 | 89,62 | 22,8 | 425,9 | 15,6 | 579,3 | 609 | 234,4 | 0,2858 | 0,1186 | 6,34 | 0,00125 |
| 12:20 | 14,7 | 36,4 | 20,5 | 12,7 | 137,88 | 344,70 | 264,50 | 89,62 | 24,5 | 422,9 | 15,6 | 580,2 | 609,6 | 236,9 | 0,2864 | 0,1256 | 6,31 | 0,00125 |
| 12:25 | 14,9 | 37,3 | 23,4 | 12,9 | 137,88 | 344,70 | 275,76 | 89,62 | 26,1 | 327,1 | 15,6 | 581,5 | 611,2 | 240,1 | 0,2866 | 0,1345 | 6,25 | 0,00125 |
| 12:30 | 15,2 | 39,6 | 28,5 | 13,2 | 137,88 | 344,70 | 275,76 | 89,62 | 27,6 | 353,5 | 15,6 | 581 | 615,5 | 240,1 | 0,287 | 0,1345 | 5,44 | 0,00125 |
| 12:35 | 15,4 | 41,9 | 30,2 | 13,4 | 144,77 | 379,17 | 310,23 | 96,52 | 29,3 | 409,5 | 15,73 | 581 | 618,4 | 249,4 | 0,2729 | 0,1525 | 4,93 | 0,00131 |
| 12:40 | 15,8 | 43,2 | 31,6 | 13,8 | 144,77 | 379,17 | 310,23 | 96,52 | 30,8 | 225,8 | 15,73 | 581,7 | 620,8 | 249,4 | 0,2733 | 0,1525 | 4,75 | 0,00131 |
| 12:45 | 16,6 | 45,1 | 33,6 | 14,6 | 151,67 | 413,64 | 344,70 | 103,41 | 32,5 | 300,4 | 15,6 | 582,7 | 623 | 258,1 | 0,2612 | 0,169 | 4,53 | 0,00137 |
| 12:50 | 16,9 | 46 | 34,5 | 14,9 | 151,67 | 413,64 | 344,70 | 103,41 | 33,8 | 326,3 | 15,6 | 583,3 | 624,7 | 258,1 | 0,2615 | 0,169 | 4,43 | 0,00137 |
| 12:55 | 17,2 | 47,2 | 35,8 | 15,2 | 158,56 | 413,64 | 379,17 | 110,30 | 35,2 | 321,2 | 15,6 | 583,5 | 627 | 266,2 | 0,2499 | 0,1843 | 4,15 | 0,00143 |
| 13:00 | 17,6 | 48,6 | 37,2 | 16 | 172,35 | 448,11 | 379,17 | 124,09 | 36,6 | 317,2 | 15,47 | 583,6 | 628,4 | 266,2 | 0,2292 | 0,1699 | 4,04 | 0,00156 |
| 13:05 | 17,9 | 49,4 | 38,4 | 16,1 | 172,35 | 448,11 | 413,64 | 124,09 | 37,9 | 314,8 | 15,34 | 584,1 | 629,9 | 273,8 | 0,2295 | 0,1916 | 3,93 | 0,00156 |
| 13:10 | 18,4 | 50,4 | 39,9 | 16,4 | 172,35 | 482,58 | 413,64 | 124,09 | 39,9 | 312,3 | 15,34 | 584,9 | 630,6 | 273,8 | 0,23 | 0,1916 | 3,92 | 0,00156 |
| 13:15 | 19,1 | 51,3 | 41,2 | 17,1 | 186,14 | 482,58 | 448,11 | 137,88 | 40,9 | 314,2 | 15,21 | 585,5 | 632,3 | 281 | 0,2126 | 0,1986 | 3,90 | 0,00168 |
| 13:20 | 20,1 | 51,8 | 42,2 | 18,2 | 186,14 | 517,05 | 448,11 | 137,88 | 42 | 415,5 | 15,08 | 587,2 | 631,9 | 281 | 0,2135 | 0,1986 | 3,89 | 0,00168 |
| 13:25 | 20,5 | 52,5 | 43,1 | 18,7 | 193,03 | 517,05 | 482,58 | 144,77 | 42,9 | 345,0 | 14,95 | 587,6 | 633,3 | 287,9 | 0,2057 | 0,2117 | 3,89 | 0,00174 |
| 13:30 | 21 | 53,2 | 44,1 | 18,9 | 193,03 | 551,52 | 482,58 | 144,77 | 43,9 | 222,8 | 14,95 | 588,5 | 633,4 | 287,9 | 0,2061 | 0,2117 | 3,89 | 0,00174 |
| 13:35 | 22,4 | 54 | 45,1 | 20 | 199,93 | 551,52 | 482,58 | 151,67 | 45 | 161,7 | 14,95 | 590,6 | 634,9 | 287,9 | 0,1997 | 0,2053 | 3,87 | 0,00179 |

Datos obtenidos con VEE en el Test 1 (Continuación).

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------|------|------|------|------|--------|--------|--------|--------|------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|------|---------|
| 13:40 | 23,1 | 55 | 46,2 | 21,2 | 199,93 | 585,99 | 517,05 | 151,67 | 46,2 | 145,3 | 14,95 | 591,8 | 635,6 | 294,5 | 0,2003 | 0,2242 | 3,85 | 0,00179 |
| 13:45 | 23,7 | 55,6 | 47,1 | 21,4 | 206,82 | 585,99 | 517,05 | 158,56 | 47,2 | 131,0 | 15,08 | 592,6 | 636,8 | 294,5 | 0,1937 | 0,218 | 3,85 | 0,00185 |
| 13:50 | 24,1 | 56,1 | 47,9 | 21,6 | 213,71 | 620,46 | 551,52 | 165,46 | 48,1 | 213,4 | 14,95 | 593,2 | 637,8 | 294,5 | 0,194 | 0,218 | 3,83 | 0,00185 |
| 13:55 | 24,7 | 56,5 | 48,9 | 22 | 213,71 | 620,46 | 551,52 | 165,46 | 49,1 | 224,9 | 14,95 | 594 | 637,3 | 300,8 | 0,1878 | 0,2301 | 3,78 | 0,00191 |
| 14:00 | 25 | 57,2 | 49,8 | 23,1 | 220,61 | 654,93 | 585,99 | 172,35 | 49,9 | 227,0 | 14,95 | 594,2 | 637,3 | 306,8 | 0,1818 | 0,2417 | 3,75 | 0,00197 |

Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama

Anexo 3. Fotografías del equipo y sus partes.



Anexo a. Bomba de calor DX-SAHP. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama



Anexo b. Funcionamiento de la bomba de calor a las 6 am. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama



Anexo c. Compresor Embraco EM130 CHR. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama



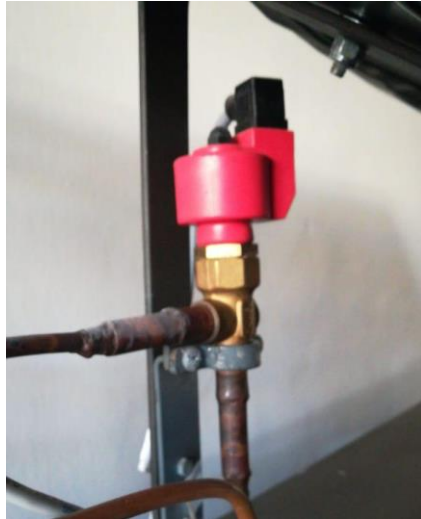
Anexo d. Colector evaporador. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama



Anexo e. Condensador [129]



Anexo f. Válvula de expansión termostática Danfoss. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama



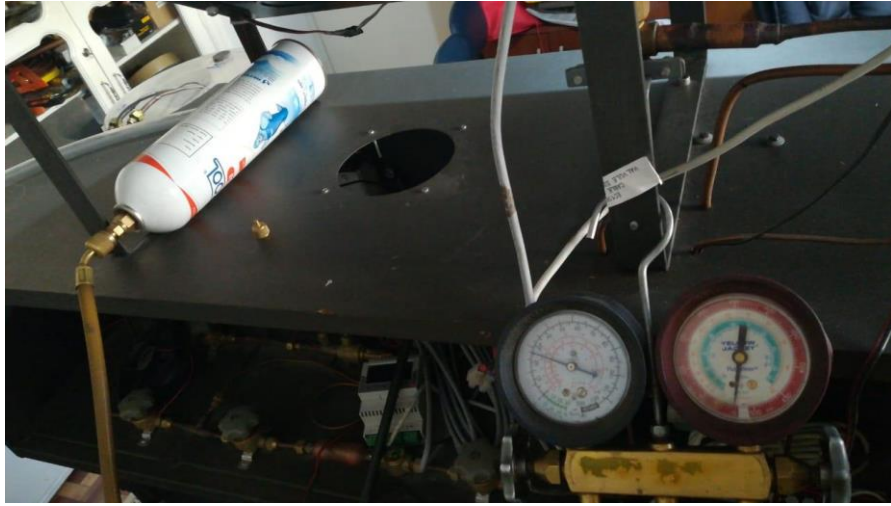
Anexo g. Válvula de expansión electrónica Carel. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama



Anexo h. Controlador PID de temperaturas Full Gauge. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama



Anexo i. Termocupla del colector. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama



Anexo j. Recarga de refrigerante R600a. Elaborado por: Erick Chávez & Paúl Pachacama