

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO**

**CARRERA:  
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del Título de:  
INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:  
ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN DEL  
COLECTOR/EVAPORADOR EN EL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE  
CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR**

**AUTORES:  
JORGE MAURICIO DUQUE JÁCOME  
JUAN CARLOS RÍOS TOBAR**

**TUTOR:  
WILLIAM GIOVANNY QUITIAQUEZ SARZOSA**

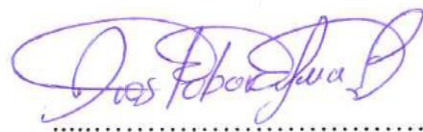
**Quito, marzo de 2020**

## CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Jorge Mauricio Duque Jácome con C.I 1719501049 y Juan Carlos Ríos Tobar con C.I. 1311514259, 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 DE LA INFLUENCIA DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN DEL COLECTOR/EVAPORADOR EN EL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR”, el 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 digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

  
.....  
Jorge Mauricio Duque Jácome  
C.I.: 1719501049

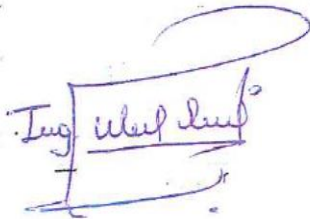
  
.....  
Juan Carlos Ríos Tobar  
C.I.: 1311514259

Quito, marzo del 2020

## DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto Técnico, "ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN DEL COLECTOR/EVAPORADOR EN EL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR", realizado por Jorge Mauricio Duque Jácome y Juan Carlos Ríos Tobar, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo de final de titulación.

Quito, marzo del 2020



.....  
William Giovanny Quitiaquez Sarzosa

C.I: 172160976-4

## DEDICATORIA

*A Dios* que en todo momento ha puesto en mi camino por oscuro que parezca esa luz que dio gracia a mi vida, por permitirme crecer más allá de lo profesional y ser mejor ser humano.

*A mis padres Jorge y Gladys*, que sin importar los sacrificios realizados han sido la motivación continua y constante para lograr el presente trabajo que hoy se ve materializada.

*A mis hermanas Lorena, Paola y María José*, quienes desde sus propias realidades han sido un impulso para el desarrollo de mi carrera.

*A mi esposa Lady y mis hijos Mateo y Luciana*, que se convirtieron en el todo de una fórmula perfecta que es *mi familia* y por la que trabajaré día a día; y a todas esas personas que han sido incondicionales, los que aún están y los que hoy brillan en el firmamento, ellos que han sido mi apoyo, con quienes he compartido alegrías y tristezas... Para todos y por todos ustedes, con cariño.

*Mauricio*

*A Dios*, por ser el forjador de mi camino, por permitirme tomar las mejores decisiones y guiarme en el sendero de la vida.

*A mis padres Vasco y Nancy*, por confiar y creer en mí, por su apoyo incondicional, por ser mi mejor ejemplo y mostrarme siempre el camino hacia la superación.

*A mis hermanos Diego y Gaby*, por ser un impulso constante para no desistir en esta etapa de mi vida.

*A mi prometida Andrea*, por el amor y apoyo brindado de principio a fin en este trayecto, por ser esa motivación diaria para ser mejor cada día.

Con amor.

*Juan Carlos*

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco, en primer lugar, a Dios quien me ha brindado lecciones de vida a través del tiempo y que hoy me permite haber obtenido este que considero uno de los más grandes logros en mi vida.

A las autoridades de la prestigiosa Universidad Politécnica Salesiana, a su personal administrativo, que han hecho de mi permanencia dentro de ella una experiencia grata y valiosa.

Y como no mencionar a los docentes que contribuyeron con sus conocimientos, en especial al Ingeniero William Quitiaquez, M.Sc., Ph.D. (c), tutor del presente trabajo, quien con su guía y profesionalismo aportó significativamente en su desarrollo y quien ha sido ejemplo de ética al ejercer su labor con responsabilidad y cariño.

***Mauricio***

Indudablemente, agradezco a Dios y a mis padres, por ser la base de mi vida, sin la bendición de Dios y el apoyo de mis padres esto hoy no sería posible, todo lo que soy se lo debo a ustedes.

A la Universidad Politécnica Salesiana, por formar día a día profesionales para la vida, a sus docentes, en especial al Ingeniero William Quitiaquez, M.Sc., Ph.D. (c), tutor del presente trabajo, por su profesionalismo y entrega para que este proyecto sea concluido con éxito.

Y a mis amigos, familiares y demás personas que me apoyaron de una u otra manera en este largo y arduo camino.

***Juan Carlos***

## ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR .....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR.....	ii
DEDICATORIA .....	iii
AGRADECIMIENTO .....	iv
ÍNDICE GENERAL.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS .....	viii
RESUMEN.....	ix
ABSTRACT .....	xi
INTRODUCCIÓN .....	xiii
CAPÍTULO I.....	1
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE BOMBAS DE CALOR ASISTIDAS POR ENERGÍA SOLAR .....	1
1.1 Revisión del Estado del Arte.....	1
1.2 Demanda Energética .....	5
1.3 Energía Solar.....	8
1.4 Sistemas de Refrigeración.....	9
1.5 Bomba de Calor.....	11
1.6 Sistema DX-SAHP.....	11
1.7 Refrigerantes .....	13
1.8 Refrigerante R600a .....	14
1.9 Engineering Equation Solver (EES).....	15
1.10 Colector/Evaporador .....	16
CAPÍTULO II .....	19
ANÁLISIS MATEMÁTICO DEL SISTEMA DX-SAHP .....	19
2.1 Introducción .....	19

2.2	Radiación Solar .....	19
2.3	Colector / Evaporador .....	21
2.4	Flujo Másico .....	23
2.5	Compresor .....	24
2.6	Condensador.....	25
2.7	Válvula De Expansión.....	27
2.8	Coeficiente de Rendimiento .....	27
CAPÍTULO III.....		29
INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS .....		29
3.1	Componentes del Sistema .....	29
3.2	Número de Pruebas .....	30
3.3	Pruebas de Funcionamiento .....	30
3.4	Temperatura del Agua.....	33
3.5	Temperatura del Colector/Evaporador.....	34
3.6	Presiones de Trabajo .....	35
3.7	Flujo Másico .....	36
3.8	Calor Ganado en el Colector / Evaporador .....	37
3.9	Eficiencia del Colector/Evaporador .....	39
3.10	Calidad de Vapor del Refrigerante.....	40
3.11	Coeficiente de Rendimiento.....	41
3.12	Relación entre <i>COP</i> y Temperatura del Agua.....	44
CONCLUSIONES .....		45
RECOMENDACIONES .....		47
BIBLIOGRAFÍA .....		48
ANEXOS .....		1

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Consumo energético por sectores. ....	6
Figura 2. Producción de la energía primaria en Ecuador .....	7
Figura 3. Demanda energética en el sector residencial .....	8
Figura 4. Distribución del consumo diario de agua por persona.....	8
Figura 5. Componentes de un sistema de refrigeración. ....	10
Figura 6. Diagrama P-h de un ciclo de refrigeración .....	10
Figura 7. Diagrama de un sistema DX-SAHP. ....	12
Figura 8. Países con investigaciones sobre sistemas DX-SAHP .....	13
Figura 9. Refrigerantes utilizados en sistemas DX-SAHP .....	14
Figura 10. Compresor para sistemas de refrigeración con R600a .....	15
Figura 11. Colector/evaporador con diferentes diseños de canales .....	17
Figura 12. Diagrama $T$ - $s$ real del ciclo analizado .....	19
Figura 13. Radiación solar incidente, directa y difusa, sobre una superficie.....	20
Figura 14. Temperatura del refrigerante en el colector/evaporador.....	31
Figura 15. Temperatura del agua durante el tiempo. ....	33
Figura 16. Influencia de la radiación solar en la temperatura del agua.....	34
Figura 17. Temperatura del refrigerante en el colector/evaporador.....	34
Figura 18. Presión del refrigerante en el colector/evaporador. ....	35
Figura 19. Presión del refrigerante en el compresor. ....	36
Figura 20. Flujo másico del refrigerante. ....	37
Figura 21. Flujo de calor ganado en el colector/evaporador.....	38
Figura 22. Flujo de calor en el colector/evaporador. ....	38
Figura 23. Eficiencia del colector/evaporador. ....	39
Figura 24. Comparación de radiación y eficiencia del colector/evaporador.....	40
Figura 25. Calidad de vapor al ingreso al colector/evaporador. ....	40
Figura 26. $COP$ del sistema durante el tiempo de calentamiento. ....	41
Figura 27. Radiación incidente vs. $COP$ del sistema. ....	42
Figura 28. Influencia de la temperatura ambiente en el $COP$ del sistema. ....	43
Figura 29. Temperatura del agua vs. $COP$ del sistema.....	44



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Revisión del estado del arte de sistemas DX-SAHP.....	5
Tabla 2. Descripción del colector/evaporador utilizado en investigaciones. ....	17
Tabla 3. Grupos $\pi$ adimensionales. ....	24
Tabla 4. Elementos de la DX-SAHP.....	29
Tabla 5. Datos medidos de las pruebas de funcionamiento realizadas. ....	32

## RESUMEN

Este trabajo de investigación analizó experimentalmente una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar para determinar el rendimiento mediante datos de operación. El Capítulo I presenta la teoría concerniente a estos sistemas, así como el impacto ambiental que puede ser mitigado al implementar este sistema. Una fuente de energía renovable es la energía solar que es convertida a energía fotovoltaica y térmica, siendo esta última el objeto de estudio. La radiación solar varía en función a la ubicación geográfica, hora del día y estación del año. Un colector solar absorbe esta radiación y transfiere este calor hacia un fluido para incrementar la temperatura. Para el caso estudiado, el colector solar de placa plana evapora el refrigerante directamente, por lo que fue necesario determinar las características de éste. Este colector solar es de tipo placa plana sin cubierta de cobre con tubería de flujo lineal, que puede variar su inclinación.

El Capítulo II contiene las ecuaciones necesarias para solventar el sistema mediante el análisis de un ciclo de refrigeración. Adicionalmente, se utilizó ecuaciones matemáticas de energía solar para determinar la radiación incidente sobre una superficie inclinada y obtener los valores de calor absorbido y cedido en los intercambiadores de calor.

En función a las pruebas experimentales realizadas, el Capítulo III presenta el análisis de resultados para ángulos de inclinación entre 30 a 50 ° aumentando 5 ° para cada prueba. El agua necesitaba llegar a 45 °C y a prueba que tardó menor tiempo en alcanzar esta temperatura fue a 35 ° en 40 minutos y en promedio el tiempo de prueba fue 45 minutos. Los parámetros climáticos inciden directamente en el incremento de la temperatura del agua, a mayor radiación incidente, la temperatura del agua es superior y el tiempo de calentamiento se reduce. La inclinación de 40 ° fue la más eficiente y de mayor rendimiento al absorber la menor de radiación, obteniendo agua a 45.3 °C a una radiación incidente promedio de 396.2 W/m<sup>2</sup>, un valor 20.19 % inferior al presente en la prueba a 35 °. La eficiencia máxima alcanzada a 40 ° fue de 53.19 % generando los valores más altos ante las otras configuraciones de inclinación. El *COP* más alto a 40 ° fue de 9.76 a una radiación incidente máxima de 507.18 W/m<sup>2</sup>. Transcurridos los 45 minutos que tardó el tiempo de calentamiento, bajo esta prueba, el *COP* disminuyó hasta 6.37.

**Palabras claves:** bomba de calor, colector solar, COP, energía solar, radiación solar.

## ABSTRACT

This research work experimentally analyzed a direct-expansion heat pump assisted by solar energy to determine performance by operating data. Chapter I presents the theory concerning these systems, as well as the environmental impact that can be mitigated by implementing this system. A renewable energy source is solar energy that is converted to photovoltaic and thermal energy, the latter being the object of study. Variable solar radiation based on geographic location, time of day and season of the year. A solar collector absorbs this radiation and transfers this heat to a fluid to increase the temperature. For the case studied, the flat plate solar collector evaporates the refrigerant directly, so it is necessary to determine its characteristics. This solar collector is of flat plate type without copper cover with linear flow pipe, which can vary its inclination.

Chapter II contains the equations necessary to solve the system by analyzing a cooling cycle. In addition, mathematical equations of solar energy are included to determine the incident radiation on an inclined surface and obtain the values of heat absorbed and transferred in the heat exchangers.

Based on the experimental tests performed, Chapter III presents the analysis of results for angles of inclination between 30 and 50 ° 5 ° for each test. The water reached 45 ° C and the test that took the shortest time to reach this temperature was 35 ° in 40 minutes and on average the test time was 45 minutes. The climatic parameters include directly in the increase of the temperature of the water, a greater incident of radiation, the temperature of the water is superior and the heating time is reduced. The inclination of 40 ° was the most efficient and of the highest performance to the absorber, the lowest radiation, obtaining water at 45.3 ° C at an average incident radiation of 396.2 W / m<sup>2</sup>, a value 20.19% lower than that present in the test at 35 ° . The maximum efficiency reached at 40 ° was 53.19%, generating the highest values compared to the other inclination configurations. The highest COP at 40 ° was 9.76 at a maximum incident radiation of 507.18 W / m<sup>2</sup>. After the 45 minutes that the warm-up time took, under this test, the COP decreased to 6.37.

**Keywords:** heat pump, solar collector, COP, solar energy, solar radiation.

## INTRODUCCIÓN

El Calentamiento Global afecta la estabilidad del ecosistema y estas acciones se pueden notar con mayor claridad a diario. En los protocolos de Kioto y Montreal, se incentivó la reducción de compuestos que generen GEI, por lo que se planteó un análisis del rendimiento experimental de una bomba de calor de expansión directa utilizando un hidrocarburo como fluido de trabajo [1]. Al considerar la contaminación hacia el medio ambiente y buscando un desarrollo sustentable, una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar, es una alternativa que pretende reducir emisiones de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) y el consumo de energía primaria. Las fuentes de energía renovable, como la energía solar, han sido promovidas como sustituto para combustibles fósiles [2].

El refrigerante R600a es un hidrocarburo proveniente de gases de petróleo obtenidos de fuentes renovables, presentando menos daño a la capa de ozono por tener potencial de calentamiento global de 3 y sin generar potencial de agotamiento de ozono [3]. También conocido como isobutano, es un posible sustituto al R12 y R134a, presentando una eficiencia energética menor, pero con presiones reducidas, sin embargo generando temperaturas altas. Así se puede obtener un sistema de refrigeración a pesar de alcanzar temperaturas de condensación elevadas [4]. Se propone realizar pruebas experimentales, modificando los ángulos de inclinación del colector solar que, en estos sistemas de expansión directa, actúa como evaporador al mismo tiempo.

Es necesario plantear un estudio teórico acerca del colector/evaporador para, posteriormente, analizar el rendimiento termodinámico del sistema. Esta investigación es útil porque trabajos y estudios previos acerca de sistemas DX-SAHP han sido realizados con refrigerantes convencionales, presentando escasa información del comportamiento de hidrocarburos, como el R600a. Adicionalmente, no existen investigaciones de sistemas DX-SAHP que se enfoquen en la influencia del ángulo de inclinación del colector/evaporador, entonces, también se contribuye dentro de la rama investigativa.

Los objetivos específicos son:

- Desarrollar una investigación bibliográfica de fuentes de información científicas relacionadas con el funcionamiento de un colector/evaporador de placa plana considerando diferentes ángulos de inclinación.
- Evaluar el comportamiento de un colector/evaporador de placa plana bajo diferentes condiciones climáticas.
- Comparar el coeficiente de rendimiento del sistema DX-SAHP colocando al colector/evaporador en diferentes posiciones angulares.

# **CAPÍTULO I**

## **FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE BOMBAS DE CALOR ASISTIDAS POR ENERGÍA SOLAR**

Este capítulo presenta la fundamentación teórica de bombas de calor de expansión directa asistidas por energía solar, explicando el funcionamiento de un ciclo de refrigeración y utilizando un hidrocarburo, R600a, como fluido de trabajo, para analizar el rendimiento del sistema bajo diferentes ángulos de inclinación del colector/evaporador.

### **1.1 Revisión del Estado del Arte**

El Panel Intergubernamental de Cambio Climático (IPCC, por sus siglas en inglés) [5] estudia el cambio climático y particularmente el calentamiento global, el que es definido como una tendencia de incremento en las temperaturas globales, principalmente por la emisión de gases de efecto invernadero a la atmósfera [6]. Debido al constante crecimiento poblacional y económico a nivel mundial, la demanda energética vinculada a ellos sigue aumentando, lo que conlleva al incremento de emisiones de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) [7]. Para brindar un desarrollo sustentable, se han desarrollado tecnologías utilizando fuentes renovables de energía para reducir estas emisiones. La energía solar es la fuente de mayor suministro en la Tierra, sin embargo, la eficiencia de un sistema solar depende de la ubicación geográfica, además de requerir una considerable inversión inicial [8].

Una bomba de calor es un equipo que reduce significativamente el consumo de energía eléctrica, ya que aprovecha la energía disponible en el ambiente. Al integrar este equipo con energía solar, se convierte en una bomba de calor asistida por energía solar (SAHP, por sus siglas en inglés) [7] que absorbe directamente la radiación solar para transformarla en energía térmica. Las mejoras en este tipo de sistemas han permitido desarrollar una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa, en la que el colector solar actúa al mismo tiempo como evaporador [7], aumentando el rendimiento y reduciendo costos [9]. Estos sistemas son utilizados para el calentamiento, ya sea de espacios o para de agua. Al implementar estos sistemas en lugar de un calentador eléctrico convencional, se reduce el consumo energético y por consecuencia, la emisión de CO<sub>2</sub> [10].



El efecto del ángulo de inclinación en rendimiento termodinámico de un colector solar de placa plana fue estudiado experimentalmente por Sandhu et al. [11]. Los autores utilizaron un colector pintado de negro de 915 x 15.5 x 1.1 mm, con un área de 0.142 m<sup>2</sup> con una tubería de cobre de 12.5 mm (1/2 plg), situada en el centro. Todo el colector solar está aislado con fibra de vidrio y Reflectix R-4. La estructura de soporte para el colector fue construida en madera y se consideró ángulo de inclinación de 0, 30 y 45 °. El colector tiene mejor rendimiento a bajos números de Reynolds ( $200 < RE < 1000$ ) y esto fue obtenido a 45 °, aunque se puede esperar una alta caída de presión.

El efecto que tiene el ángulo de inclinación de un colector solar de placa plana en su eficiencia fue estudiada por Halili et al. [12] en la región de Tirana, Albania. El análisis fue realizado con ángulos de inclinación de 30, 35.5 y 33.5 ° con respecto a la horizontal, siendo este último el ángulo óptimo para alcanzar la máxima eficiencia. Los autores demostraron que la eficiencia del colector desciende en un 0.33 % por grado al ir aumentando la inclinación.

Considerando las experimentaciones llevados a cabo por Fu et al. [13] en un sistema DX-SAHP, la eficiencia del sistema puede incrementarse del 61.1 a 82.1 % con la implementación de paneles fotovoltaicos. El colector/evaporador utilizado fue de aluminio con tubería en “U” a un ángulo de 30 ° de inclinación. El *COP* del sistema varió desde 2.5 hasta 6.6 durante el período de calentamiento de un volumen de 560 litros de agua a temperatura superior a 34.5 °C.

Mediante el estudio experimental del rendimiento térmico de un colector solar, Alkumait et al. [14] analizaron el efecto del ángulo de inclinación de un colector en su eficiencia. Las pruebas de funcionamiento se llevaron a cabo utilizando dos tipos de colectores solares de placa a 90 y 60 °, respectivamente. Se obtuvo una mejor absorción de radiación solar utilizando el colector a un ángulo de 60 °, consiguiendo de igual manera, el máximo flujo másico. La conclusión determinada fue que la inclinación ideal debe ser reducida en función el ángulo azimut se desvía del sur. La temperatura máxima de salida fue de 51 °C a una radiación incidente registrada de 800 W/m<sup>2</sup> a las 12:30 y empezó a

reducirse en el transcurso de la tarde. La eficiencia alcanzada por los colectores de 60 y 90 ° fue de 56 y 51 %, respectivamente.

Aoues et al. [15] desarrollaron un análisis teórico y experimental para mejorar la eficiencia de un colector de placa plana con 1.73 m<sup>2</sup> de área. Los resultados muestran que el ángulo que generó mayor absorción de radiación solar fue a 34.48 ° probando el sistema desde las 07:00 hasta las 18:30, donde el colector alcanzó una eficiencia del 70 %.

Una investigación experimental fue desarrollada por Panayiotou et al. [16] sobre el efecto del ángulo de inclinación de un colector solar de 1.36 m<sup>2</sup> de área. Chipre es el país líder en implementación de sistemas asistidos por energía solar y obtener agua caliente, con un 93 % de hogares que disponen de éstos. Las pruebas se realizaron desde el 29 de mayo hasta el 30 de julio con ángulos de inclinación de 35, 45 y 55 °. Las eficiencias del colector fueron de 58, 64 y 51 %, respectivamente para cada ángulo mencionado, por lo que los autores definen el ángulo óptimo en 45 °.

Tamini y Sowayan [17] plantearon un modelo para definir el ángulo adecuado de inclinación en colectores solares de placa plana. El modelo matemático obtuvo un valor de 25.53 ° para la locación de pruebas, mientras que el valor promedio anual proporcionado por la NASA fue de 23.66 °, con apenas 1.87 ° de error. Esa inclinación fluctúa en función de la estación climática; mientras que para verano se calculó un valor de 1.54 °, para invierno fue de 50.43 °, valores cercanos a los proporcionados por la NASA, 1.5 y 45.75 °, respectivamente.

La posibilidad de utilizar refrigerantes amigables con el ambiente como alternativas al R134a fue evaluada por Mohanraj et al. [18]. En India, el 80 % de los refrigeradores domésticos utilizan R134a, el cual presenta un GWP de 1300. El principal problema fue que los hidrocarburos puros no tienen la misma expansión volumétrica que el R134a, siendo el R152a el más aproximado y trabajando a menores presiones. El R600a ofrece similares ventajas, sin embargo, requiere un nuevo diseño de compresor. Con este refrigerante se obtuvo un *COP* 9 % superior al alcanzado con R134a y el equivalente total

de impacto ambiental fue 7 % menor. El parámetro que mejora significativamente es el flujo másico, un 40 % con respecto al R134a.

Un análisis energético y de sustentabilidad fue presentado por Ahamed et al. [19] en un sistema de refrigeración utilizando hidrocarburos. Este estudio experimentó con un refrigerador doméstico que utilizó butano e isobutano. El *COP* obtenido fue entre 2.4 y 5 con R134a, y 2.64 a 7.5 con hidrocarburos. El *COP* se incrementó al elevar la temperatura de vaporización.

Ramelan et al. [20] determinaron la eficiencia de un colector de placa plana variando el ángulo de inclinación a 10, 20, 30 y 40 °. Este ángulo de inclinación depende del ángulo azimut, mientras más perpendicular esté el colector con respecto al haz de luz del sol, mayor será la temperatura, así como el calor ganado; sin embargo, los factores ambientales, temperatura ambiente y corriente de viento, influyen directamente en la eficiencia del colector. Entre 10 y 20 ° no hay mayor diferencia, siendo los dos valores alrededor de 28.5 %. Con respecto a los otros dos ángulos propuestos, se presentó una notoria diferencia; la eficiencia fue de 25 y 22 % a 30 y 40 ° de inclinación respectivamente.

La inclinación y orientación para capturar la radiación solar óptima de un colector solar plano en latitudes chilenas fue estudiado por González et al. [21]. Los autores calcularon la radiación solar promedio estacional y anual incidente sobre el colector plano, variando el ángulo de inclinación entre 0 a 90 °. Este ángulo depende de la ubicación y de las condiciones climáticas; para verano se registró una radiación promedio de 150 kW·h/m<sup>2</sup> y el colector fue modificado desde 0 hasta 30 °, mientras que, en invierno, se determinó un ángulo entre 30 y 60 °.

La reducción de la ganancia de energía debido a las sombras en el interior de un colector solar de placa plana fue analizada por Farhadi y Taki [22]. Una variable influyente en la ganancia de calor fue el ángulo de inclinación, experimentando a partir de un ángulo de 20 ° hasta un ángulo de 65 °. Los valores máximos y mínimos de reducción en la ganancia

estuvieron en un 5.23 a 21.64 %, respectivamente. Los autores afirmaron que el colector solar debe inclinarse igual a la latitud, o incluso un 5 a 10 % menor en función de las condiciones climáticas y la estación del año.

Esta investigación pretende realizar pruebas experimentales variando el ángulo de inclinación del colector/evaporador y así determinar el ángulo que genera, tanto el mayor rendimiento en el sistema, así como la mayor eficiencia energética del colector solar. La Tabla 1 presenta una síntesis tras analizar el estado del arte referente al estudio de sistemas para calentamiento de agua, enfocándose en sistemas DX-SAHP.

Tabla 1. Revisión del estado del arte de sistemas DX-SAHP.

<b>Autor</b>	Sandhu et al. [11]	Fu et al. [13]	Alkumait et al. [14]	Panayiotou et al. [16]	Kong et al. [23]	Chaturvedi et al. [24]
Ángulo de inclinación [°]	45	30	60	45	40	36.3
Colector de placa plana	X	X	X	X	X	
Colector solar de aluminio		X			X	X
Refrigerante	R22	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a
Temperatura alcanzada [°C]	54	34.5	51	55	60.3	50
Suministro fotovoltaico		X		X		
Locación	Canadá	China	Iraq	Chipre	China	EE.UU.

Elaborado por: Mauricio Duque y Juan Ríos

## 1.2 Demanda Energética

Debido al crecimiento poblacional a nivel mundial, la demanda energética relacionada a este es cada vez mayor. Los edificios consumen alrededor de 40 % de toda la demanda energética mundial [25], la que está relacionada con la emisión de CO<sub>2</sub>. Por esta razón,

actualmente el desarrollo sustentable está enfocado a reducir el impacto ambiental relacionado al cambio climático [26]. El sector del transporte es la rama que más energía consume, principalmente el diésel y la gasolina que, en Ecuador, fue del 88 % presente en el 2015, como se presenta en la Figura 1.

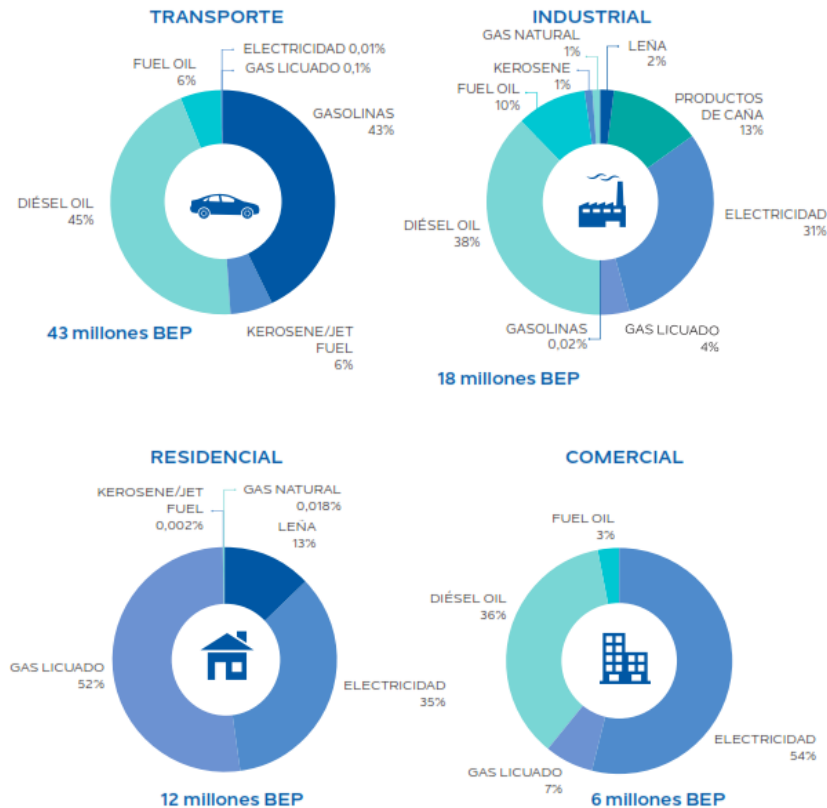


Figura 1. Consumo energético por sectores [27].

En 2016, el consumo energético mundial fue de 132800 millones de toneladas equivalentes de petróleo (tep) con un 85 % proveniente de combustibles fósiles [8]. La combustión de estos combustibles, particularmente petróleo y carbón, generan varios problemas ambientales, como la contaminación que genera cambios climáticos y afecciones a la salud de las personas [28]. En Ecuador, se sigue dependiendo de los derivados de petróleo como fuente de producto interno bruto, sin embargo, la participación de fuentes renovables de energía ha subido al 7 %, como se visualiza en la Figura 2. El consumo energético aumenta con el paso del tiempo y se tiene estimado que para el 2040

se incremente en un 30 % con respecto a la situación actual. Por esto, se pretende que las energías renovables provean el 42 % del consumo energético total para el 2030 [12].

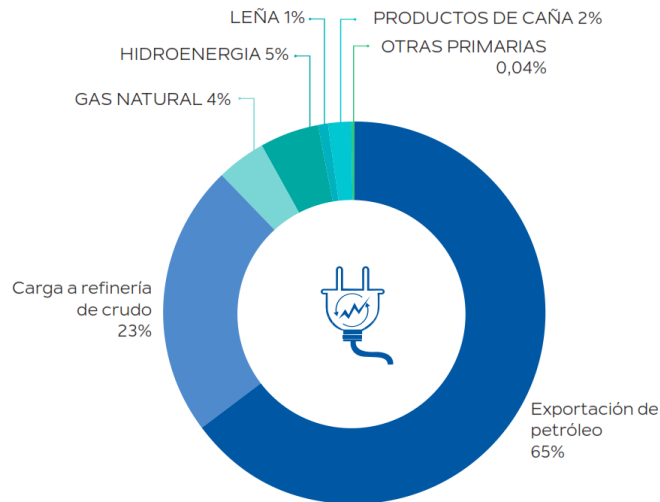


Figura 2. Producción de la energía primaria en Ecuador [27].

El 23 % de reservas mundiales de gas natural son utilizadas para el calentamiento de agua [11]. El ecosistema cada vez es más inestable, sin cumplir los períodos establecidos para cada estación, siendo el calentamiento global el principal problema a tratar. Los protocolos de Kioto y Montreal tienen como propósito incentivar la reducción de CO<sub>2</sub> [7]. Kong et al. [29] mencionan que el desarrollo de las energías renovables se ha convertido en una alta prioridad actualmente, a consecuencia de un incremento de temperatura global en 4 °C, por lo que el consumo de energía primaria puede aumentar en un 34 % entre el año 2014 y 2035.

Rath et al. [30] examinan los tipos de consumo de energía que afectan la productividad total de los factores (PTF) y su crecimiento. Usando datos anuales desde 1981 al 2013 para la muestra del panel de 36 países, los resultados muestran que el consumo de combustibles fósiles disminuye el crecimiento de la PTF, mientras que el consumo de energía renovable impulsa el crecimiento de la PTF. Según Li et al. [31], los materiales básicos, como el metal y el petróleo, se suministran principalmente a escala global, mientras que los materiales sintéticos, como pinturas, fibra y caucho, se procesan y transportan dentro de China. El consumo de energía por área, en el caso de los edificios a

escala urbana, nacional y global es de 3.03 GJ·m<sup>2</sup>, 4.27 GJ·m<sup>2</sup> y 0.44 GJ·m<sup>2</sup>, respectivamente [31]. La Figura 3 presenta el consumo energético en el sector residencial a nivel mundial, teniendo al calentamiento de agua en segundo lugar con un 21.7 % después de la calefacción en espacios.

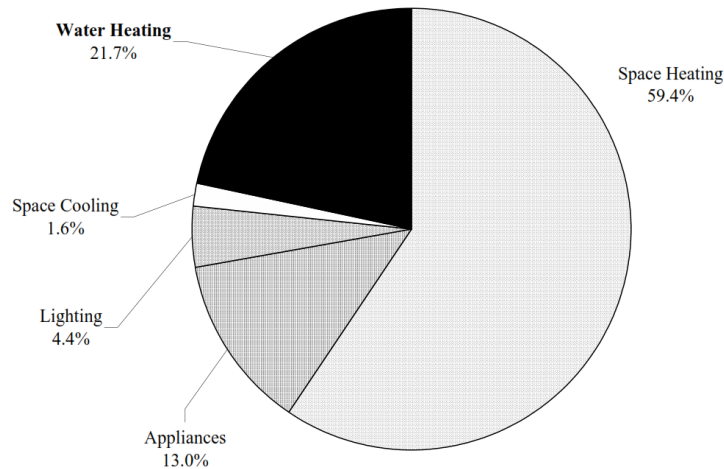


Figura 3. Demanda energética en el sector residencial [32].

La demanda energética por persona es de 2 kV, en promedio, proporcionada por el petróleo en un 40 %, el 7 por hidroeléctricas y apenas en 1 % por fuentes alternativas [33]. El agua es un líquido indispensable para la vida y se estima que cada persona requiere de 50 a 100 litros por día, presentando la distribución de esta cantidad en la Figura 4.

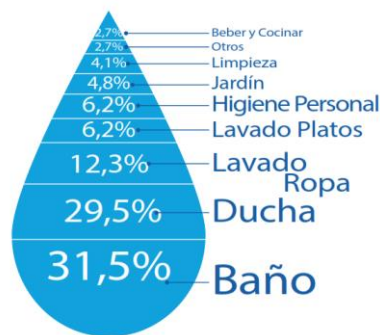


Figura 4. Distribución del consumo diario de agua por persona [33].

### 1.3 Energía Solar

Las fuentes de energía renovable como la energía solar [34] han sido promovidas como sustituto para combustibles fósiles como el petróleo [35]. La energía solar es una energía

térmica ideal, ya que, al implementarse con bombas de calor, no genera contaminación, es de fácil instalación y mantenimiento, así como de bajo costo [36]. La energía solar térmica ha sido usada para el calentamiento de espacios, en invernaderos y para obtener agua caliente [2]. La energía solar es la energía renovable más utilizada [37], ya que puede ser convertida eficientemente en energía térmica al integrar un colector solar a una bomba de calor. Esto se debe a que una DX-SAHP puede suministrar energía con temperatura superior a la temperatura ambiente para contribuir con el rendimiento termodinámico del sistema [28].

La energía solar puede ser utilizada en aplicaciones fotovoltaicas o térmicas, en este último caso, utiliza la energía solar generando calor al utilizar colectores. Esta aplicación se usa para el calentamiento de agua, en promedio entre 40 y 50 °C con un rendimiento aceptable. El desarrollo tecnológico ha permitido integrar estas aplicaciones de energía solar, en refrigeración [7], para implementar aire acondicionado o de calentamiento de espacios [38]. El agua calentada mediante energía solar térmica se denomina agua caliente sanitaria.

#### **1.4 Sistemas de Refrigeración**

En el día a día, se evidencian aplicaciones como el aire acondicionado o los refrigerados para conservar productos, alimentos y muestras [39]. Los edificios utilizan la energía para el calentamiento de espacios en invierno, para uso de aire acondicionado y para suministrar agua caliente sanitaria [25]. Estas demandas son solventadas mediante sistemas que operan bajo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor [40]. Los componentes de un sistema de refrigeración se presentan en la Figura 5.



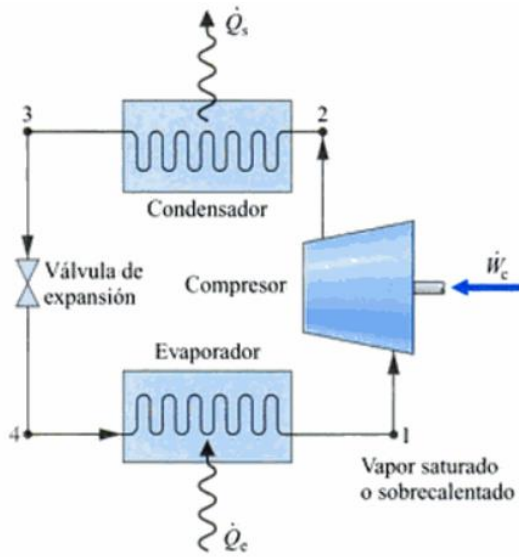


Figura 5. Componentes de un sistema de refrigeración [39].

El funcionamiento termodinámico de un ciclo de refrigeración [7] se presenta en el diagrama presión-entalpía de la Figura 6.

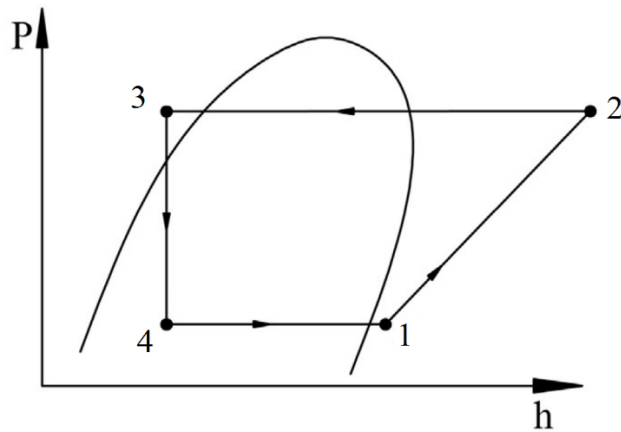


Figura 6. Diagrama P-h de un ciclo de refrigeración [26].

La operación considera que el refrigerante al compresor como vapor saturado, elevando la temperatura y presión (proceso de compresión 1-2). Luego, el refrigerante cede calor hacia el medio para incrementar la temperatura circundante, a través del condensador (proceso de transferencia de calor 2-3). Posteriormente, el refrigerante necesita reducir sus valores de temperatura y presión, para lo que se utiliza un dispositivo de estrangulamiento,

generalmente, una válvula de expansión (proceso de estrangulamiento 3-4) [40]. Finalmente, el refrigerante a baja temperatura y presión; ingresa al evaporador con una calidad de vapor, donde gana calor de los alrededores hasta llegar al estado de vapor saturado (proceso de absorción de calor 4-1). Así el ciclo se completa y vuelve a empezar nuevamente [41].

### **1.5 Bomba de Calor**

Una bomba de calor [42] es un equipo utilizado para absorber el calor de un medio y transmitirlo a otro de menor temperatura, empleado principalmente para el calentamiento de espacios y de agua [43]. El uso de bombas de calor para calentar agua en lugar de calentadores eléctricos es una manera de reducir el consumo energético, de igual manera, las emisiones de CO<sub>2</sub> [10].

El uso de sistemas termodinámicos también se enfoca en la aplicación de la transferencia de calor hacia un área desde un ambiente externo más frío. Una bomba de calor puede ser diseñada para funcionar como aire acondicionado en climas cálidos, o como calefactor en climas más fríos al variar la ubicación del condensador y el evaporador. Estos sistemas funcionan bajo el ciclo de refrigeración y pueden ser diseñados para trabajar con gran parte de los refrigerantes disponibles [41].

La optimización en el rendimiento de una bomba de calor, así como con la necesidad de buscar alternativas sustentables para los combustibles fósiles [44], en 1976, Charters y Taylor [45] propusieron integrar un colector solar a una bomba de calor demostrando que su rendimiento térmico se incrementó.

### **1.6 Sistema DX-SAHP**

Una bomba de calor para calentar agua [40] reduce el consumo de energía eléctrica debido a que usa energía renovable, principalmente energía solar que proporciona energía térmica por convección y condensación del vapor de agua del aire atmosférico [9]. El rendimiento térmico, así como los costos, de una bomba de calor puede ser mejorado con la integración de energías renovables, en este caso, un colector solar térmico [10].

Una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa (DX-SAHP, por sus siglas en inglés) [40] es la integración de una bomba de calor con ciclo de refrigeración y la energía solar. Está demostrado que la implementación de este sistema reduce efectivamente el consumo de electricidad, así como optimiza la energía solar, para el calentamiento de espacios en el sector residencial [36]. En este tipo de sistemas, se reduce el número de componentes, ya que el colector solar se desempeña como evaporador [40] y absorbe la energía solar térmica directamente [42]. Estos sistemas tienen un mercado potencial para aplicaciones de agua caliente de baja temperatura [28].

El rendimiento térmico de una DX-SAHP es influenciado directamente por la radiación solar y temperatura ambiente [26]. La Figura 7 muestra esquemáticamente el diseño de un sistema DX-SAHP.

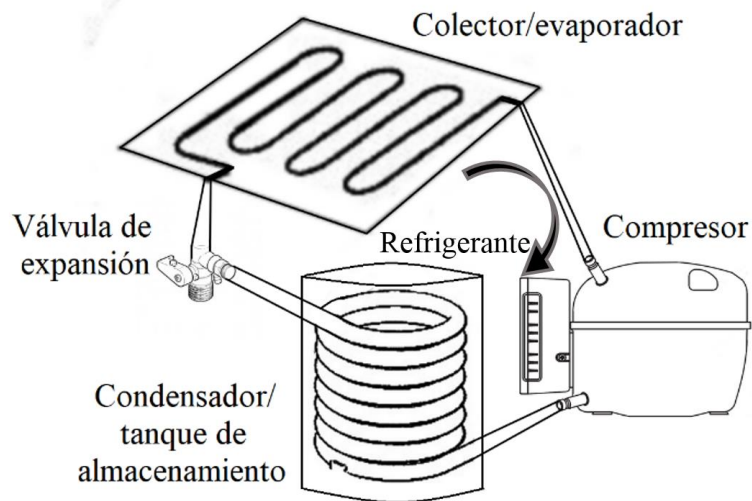


Figura 7. Diagrama de un sistema DX-SAHP.

A pesar de que los estudios de sistemas DX-SAHP llevan medio siglo, solamente se centran en los bordes del Pacífico y al sur de Europa, principalmente a la disponibilidad de alta intensidad de radiación solar [44]. La Figura 8 presenta los países con autores que han presentado estudios de estos sistemas.



Figura 8. Países con investigaciones sobre sistemas DX-SAHP [44].

Es necesario establecer el comportamiento en diferentes posiciones tomando en cuenta los diferentes cambios climáticos dentro de la ciudad a evaluar. Así mismo, plantear una investigación acerca del colector/evaporador.

### 1.7 Refrigerantes

Un parámetro importante para diseñar bombas de calor es la elección del refrigerante adecuado. Éste debe poseer ciertas características, como ser no-tóxico, no-inflamable, de fácil detección en caso de fugas, poseer las propiedades termodinámicas adecuadas, miscible en aceite, compatible con los materiales que componen el sistema, bajo costo y lo más esencial, de bajo impacto ambiental [9]. Este último aspecto se determina en función al potencial de agotamiento de ozono (ODP, por sus siglas en inglés) y el potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés) [6].

Los refrigerantes deben poseer valores elevados de conductividad térmica, temperatura crítica y entalpía de evaporación para conseguir un mejor rendimiento en el sistema. El enfoque al uso de un refrigerante determinado debe centrarse en tres parámetros, amigable con el ambiente, económico y disponible en el mercado, y por último que brinde seguridad

al manipularlo, así como en operación [44]. La Figura 9 muestra los refrigerantes utilizados en investigaciones publicadas acerca de sistemas DX-SAHP.

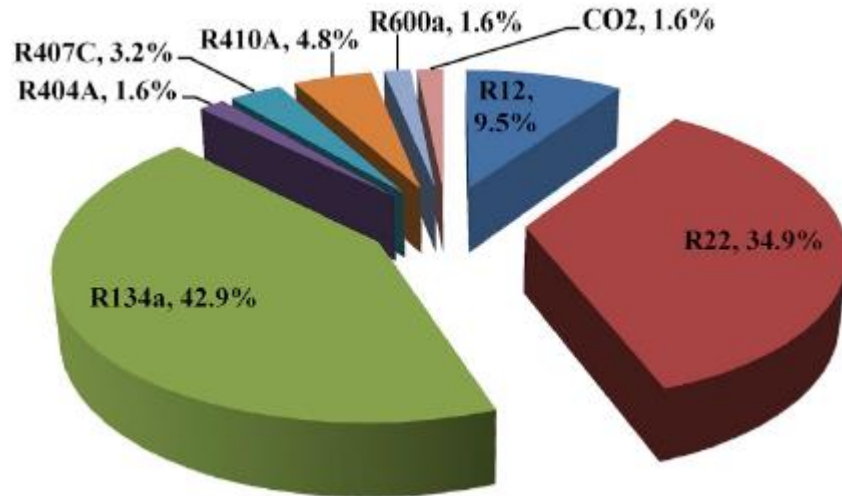


Figura 9. Refrigerantes utilizados en investigaciones previas de sistemas DX-SAHP [44].

### 1.8 Refrigerante R600a

Es un gas refrigerante, también conocido como isobutano, amigable con el ambiente, de bajo costo y no-tóxico, aunque es inflamable. Este refrigerante presenta menores presiones de vapor que el R12 y el R134a; sin embargo, necesita un mayor desplazamiento del compresor, entre 65 a 70 %, para la misma capacidad de refrigeración. La carga de R600a debe ser aproximadamente 40 % de la carga de R12. Los elementos compatibles con este refrigerante son los aceites sintéticos y minerales mezclados con R12 [40], así como los aceites poliéster. También es compatible con los elementos metálicos que componen un sistema de refrigeración, como el acero, cobre latón y aluminio [46].

Es un compuesto extraído de gases pétreos derivados de fuentes naturales [47], no tiene ODP y un GWP bajo, aproximadamente 3 [48]. Comparando el R600a entre el R134a y el R12, son sustitutos de acuerdo a cada generación de refrigerantes y trabajan en un nivel de presión que desciende entre ellos. La temperatura de evaporación es  $-25^{\circ}\text{C}$ , para el R600a, equivale a un 55 % del R134a y un 45 % del R12 [47]. Una presión pequeña está relacionado con una temperatura crítica elevada [47]. Así se obtiene adecuadas capacidades de enfriamiento a pesar de presentar temperaturas de condensación elevadas.

El desarrollo tecnológico ha permitido el desarrollo de un compresor lineal para el refrigerante natural R600a presentado en la Figura 10. Este refrigerante genera una buena eficiencia en el compresor, un 4 % superior comparada con la del R134a. El volumen específico del R600a es 3.2 veces mayor al R134a y la entalpía también es superior 1.8 veces, mientras que el volumen de desplazamiento es dos veces superior [49].

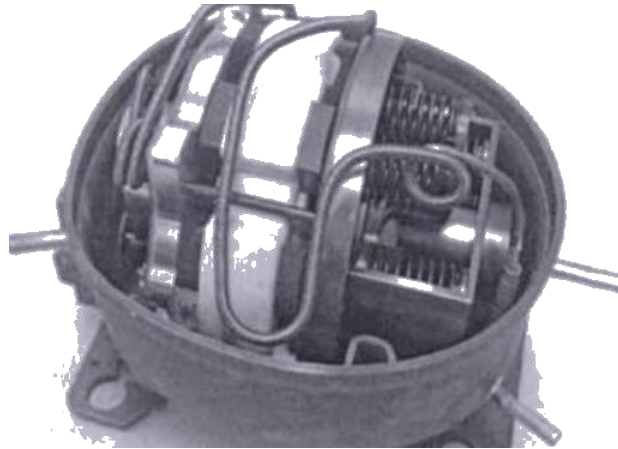


Figura 10. Compresor para sistemas de refrigeración con R600a [49].

Al analizar el R600a en comparación al R290, el R600a tiene mayor punto de ebullición, baja presión y mayor volumen de succión. Estas son las alternativas sustentables para reemplazar refrigerantes convencionales. Por ejemplo, una mezcla de carga de 50 % de R290 y 50 % de R600a genera exactamente las mismas presiones que el R12 [50].

### **1.9 Engineering Equation Solver (EES)**

Es un software utilizado para la resolución general de ecuaciones que pueden ser resueltas numéricamente, algebraicamente y de manera diferencial. Además, presenta varias posibilidades, como la conversión de unidades, la revisión de unidades, así como el ploteo de gráficas. La principal ventaja del EES es que dispone propiedades físicas y termodinámicas de varias sustancias, de manera que puedan ser utilizadas en la resolución de ecuaciones, o en la determinación de los valores requeridos [51].

### 1.10 Colector/Evaporador

En un sistema DX-SAHP, el refrigerante circula por el colector solar de placa plana, donde es evaporado debido al calor absorbido de los alrededores. El colector opera a una temperatura menor al ambiente [44]. Tagliafico et al. [52] compararon la eficiencia termodinámica de tres colectores de placa plana, descubierto, uno cubierto de cristal y con doble cubierta de cristal. Los autores determinaron que los ahorros de energía primaria fueron de 49.5, 48.5 y 48 %, respectivamente. Así, se puede seleccionar el colector solar de placa plana descubierto debido al ahorro que conlleva, así como a la simplicidad de su diseño. Éste, no requiere aislamiento, tampoco cubiertas, convirtiéndolo en la alternativa más económica.

Los materiales ideales para la fabricación de colectores solares son el cobre y el aluminio debido a sus buenas conductividades térmicas y altas propiedades dúctiles [44]. La investigación realizada por Zhang et al. [53] demostró que un colector de cobre pudo incrementar el rendimiento termodinámico en comparación a uno de aluminio. Este incremento fue evidenciado en el *COP*, con un 0.5 % en colectores de espesor entre 1 a 4 mm. Debido a que los dos materiales tienen propiedades similares, se ha establecido que el aluminio es el material más utilizado por su costo.

De igual manera, el diseño de los canales puede afectar la eficiencia del colector, así como el rendimiento del sistema. Sun et al. [54] investigaron y compararon el rendimiento de un sistema DX-SAHP con tres diferentes diseños, paralelo, geometría fractal en “T” y panel de abejas hexagonal. La Figura 7 presenta la simulación de cada uno de los diseños mencionados. El diseño hexagonal en forma de panel de abejas fue el que maximizó la temperatura de evaporación. Comparándolo con los otros dos diseños, el sistema con este diseño de canales incrementó el *COP* en 21.4 y 5.9 %, respectivamente. Entonces, el diseño seleccionado debería ser el hexagonal.

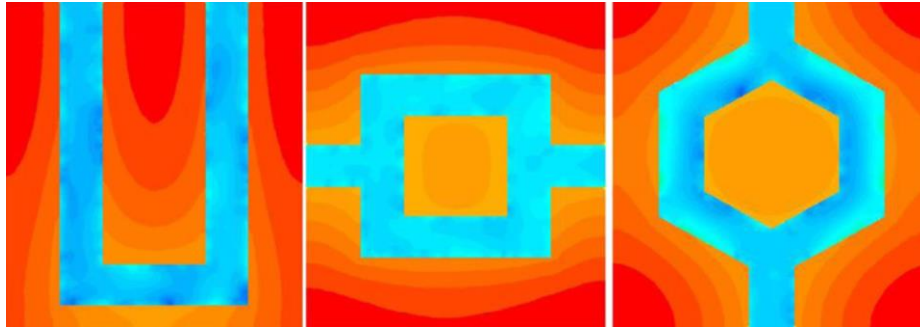


Figura 11. Colector/evaporador con diferentes diseños de canales [54].

En la Tabla 2 se resume las investigaciones previas de sistemas DX-SAHP, brindando las características del colector/evaporador utilizado en cada una de éstas.

Tabla 2. Descripción del colector/evaporador utilizado en diferentes investigaciones

Autor	Refrigerante	Área [m <sup>2</sup> ]	Material	Ángulo de inclinación [°]	Características
Kong et al. [55]	R410a	4.2	Aluminio		Espesor: 4 mm Diámetro tubería: 9.4 mm
Kong et al. [23]	R134a	2.1	Aluminio	40	Tipo: roll bond Dos placas
Deng y Yu [56]	R134a	2	Aluminio		Espesor: 4 mm Diámetro de tubería: 9.4 mm
Chaturvedi et al. [24]	R134a	3	Aluminio	36.9 °	Sin cubierta
Malali et al. [57]	R134a	40	Aluminio		Sin cubierta
Moreno et al. [58]	R134a	4.8	Aluminio	60 °	Espesor: 1.5 mm
Facao y Carvalho [59]	R134a	1.6	Aluminio	10 – 70 °	Sin cubierta
Anderson y Morrison [60]	R22	4	Aluminio	34 °	Tipo: roll bond
Li et al. [61]	R22	4.2	Aluminio	31.22 °	Sin cubierta
Fu et al. [13]	R134a	1.25	Aluminio	30 °	Sin cubierta

Elaborado por: Mauricio Duque y Juan Ríos

La revisión del estado del arte muestra que, el fluido de trabajo más utilizado es el R134a, sin embargo, este refrigerante es dañino con el medio ambiente. Entonces, se plantea



realizar un análisis experimental con un hidrocarburo como refrigerante para evaluar el rendimiento de un sistema DX-SAHP. Al realizar la revisión del estado del arte, así como analizando la Tabla 2, se considera que el ángulo de inclinación del colector/evaporador que genera mayor eficiencia se encuentra entre 35 a 45 °. Este rango abarca la mayor cantidad de investigaciones que fueron resumidas y presentadas en este documento. Entonces, las pruebas de funcionamiento se van a realizar entre 35 a 45 °, con una variación de 5 °. Como indica Reis et al. [62], el número adecuado de ensayos experimentales en sistemas de bomba de calor es 5. Para completar el número indicado de ensayos, se va a considerar un margen de  $\pm 5^\circ$ , por lo que las pruebas de funcionamiento serán realizadas a partir de 30 hasta 50 ° de inclinación, variando 5 °.

## CAPÍTULO II

### ANÁLISIS MATEMÁTICO DEL SISTEMA DX-SAHP

Este capítulo presenta las ecuaciones requeridas para obtener los resultados y analizarlos en base al estudio de ángulos solares y balance termodinámico de energías.

#### 2.1 Introducción

Una bomba de calor se analiza termodinámica en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor [40]. La Figura 8 presenta el diagrama temperatura-entropía de un ciclo de refrigeración irreversible, es decir, un ciclo real. El proceso 1-2 es de compresión y 2-3 es la caída de temperatura hacia vapor. La condensación tiene lugar durante 3-4, mientras que de 4-5 se produce un subenfriamiento del condensado. El proceso 5-6 es el estrangulamiento para entrar al proceso 6-7 de evaporación y finalmente sobrecalentar el valor entre 7-1 [63].

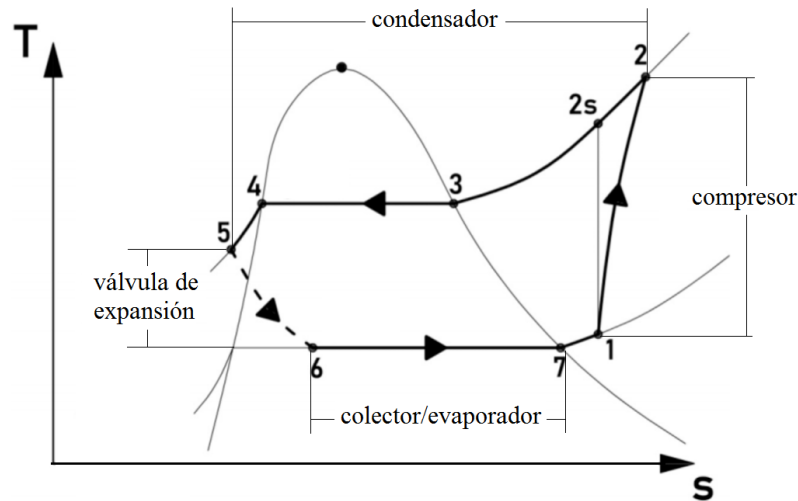


Figura 12. Diagrama  $T$ - $s$  real del ciclo analizado [63].

#### 2.2 Radiación Solar

La Figura 13 muestra que la radiación incidente en una superficie inclinada ( $I_T$ ) es la sumatoria entre la componente ordenada de la radiación solar incidente perpendicular al plano ( $I$ ) y la radiación solar difusa ( $I_D$ ) [64, 65]:

$$I_T = I \cdot \cos(\theta) + I_D \quad (1)$$

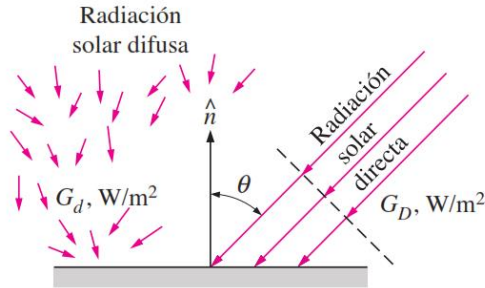


Figura 13. Radiación solar incidente, directa y difusa, sobre una superficie [64].

Donde  $\theta$  es el ángulo de inclinación del colector solar con respecto a la superficie. La radiación difusa está ente 10 a 20 % de la radiación solar en días despejados. Mientras que, en días completamente nublados puede ser del 90 % [64].

La razón de calor ganado debido a la radiación solar térmica ( $\dot{Q}_{rad}$ ) se obtiene empleando la ley de Stefan Boltzmann [66] según la siguiente ecuación [64, 67]:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A (T_s^4 - T_a^4) \quad (2)$$

Donde  $A$  es el área de incidencia del colector solar,  $T_s$  y  $T_a$  son las temperaturas, superficial del colector y ambiente, respectivamente. La emisividad del colector solar es de 0.97 debido a que está cubierto con pintura negra mate [68, 69]. La constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma$ ) tiene un valor de  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$  [64].

Adicionalmente, el calor por radiación que recibe el colector solar ( $\dot{Q}_{rad}$ ), puede ser calculado por [70, 71]:

$$\dot{Q}_{rad} = I_T \cdot A \quad (3)$$

### 2.3 Colector / Evaporador

El intercambiador de calor utilizado en una bomba de calor que gana calor es el evaporador donde el refrigerante absorbe el calor cedido por el medio [40]. En un sistema DX-SAHP, el colector solar opera como evaporador a la vez [7], transmitiendo la energía térmica ganada por radiación y convección hacia el refrigerante que circula por éste [55]. El flujo de calor que absorbe el colector/evaporador ( $\dot{Q}_{evap}$ ) se obtiene por [9, 25, 72]:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r \cdot (h_{evap,o} - h_{evap,i}) \quad (4)$$

La eficiencia del colector solar es definida por [73, 37, 4]:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{rad}} \quad (5)$$

Existen modelos matemáticos que relacionan directamente el calor que el refrigerante absorbe en el colector/evaporador mediante un análisis termodinámico y de energía solar [40]. Duarte et al. [9] y Xu et al. [74] definen que el calor útil en el colector evaporador está en función del área total, así como de la geometría de la tubería y de la aleta. Realizando un análisis de la energía transferida por radiación, convección y sus pérdidas, este calor puede ser calculado por:

$$\dot{Q}_{col} = A \cdot F' \cdot [S - U_L \cdot (T_r - T_a)] \quad (6)$$

El factor de la eficiencia del colector solar ( $F'$ ) [56] se calcula mediante:

$$F' = F + (1 - F) \cdot \left( \frac{d}{p} \right) \quad (7)$$

Donde  $d$  es el diámetro externo de los tubos y  $p$  es el paso entre ellos. La eficiencia de la aleta ( $F$ ) es obtenida mediante [75, 56]:

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{p-d}{2} \cdot \sqrt{\frac{U_L}{\lambda_{evap} \cdot e}}\right)}{\frac{p-d}{2} \cdot \sqrt{\frac{U_L}{\lambda_{evap} \cdot e}}} \quad (8)$$

La conductividad térmica ( $\lambda_{evap}$ ) para el aluminio es 237 W/m·K [64, 67] y  $e$  es el espesor del colector. Las pérdidas de calor presentes en el colector/evaporador son principalmente debido a la radiación y convección del entorno, producidas desde la superficie del colector hacia los alrededores [76]. La pérdida global por transferencia de calor ( $U_L$ ) [36] se obtiene por:

$$U_L = \gamma_v + 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_a^3 \quad (9)$$

Según Duarte et al. [9] y Xu et al. [74], el valor convectivo del viento ( $\gamma_v$ ) puede ser calculado en función de la velocidad del viento ( $v_v$ ):

$$\gamma_v = 2,8 + 3 \cdot v_v \quad (10)$$

El diferencial entre las radiaciones, absorbida expresada en unidad de área y la perdida [77], sobre la superficie del colector/evaporador ( $S$ ) viene definida por [55]:

$$S = \alpha \cdot I_T - \varepsilon \cdot \sigma \cdot \left[ T_a^4 - (0,0552 \cdot T_a^{1,5})^4 \right] \quad (11)$$

La absorptividad ( $\alpha$ ) para el aluminio es 0.09, mientras que la pintura negra sobre una superficie metálica presenta un valor de 0.97 [68, 67].

## 2.4 Flujo Másico

El flujo másico ( $\dot{m}_r$ ) puede ser calculado como [25, 78, 74]:

$$\dot{m}_r = \frac{N \cdot \varphi \cdot V_D}{v_{comp,i}} \quad (12)$$

La eficiencia volumétrica ( $\varphi$ ) para el compresor Danfoss BD35F tiene un valor de 95 % y un volumen de desplazamiento de 2 cm<sup>3</sup> [79]. El volumen específico del refrigerante en el ingreso al compresor ( $v_{comp,i}$ ) [40] es calculado en el punto de sobrecalentamiento al ingresar con la temperatura y presión medida en ese instante. Adicionalmente, autores como De Freitas et al. [2] y Park et al. [80] han estudiado la influencia de una VEE en el rendimiento del sistema. En la apertura adecuada, se realizó la medición del flujo másico y este valor fue interpretado mediante una correlación empírica que involucró las variables requeridas. Esta correlación permitió predecir el flujo másico con una desviación de  $\pm 15$  % al involucrar parámetros de operación, así como geométricos. El flujo másico circundante en el sistema puede ser calculado mediante [80]:

$$\dot{m}_r = C \cdot A_{val} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{val,o} \cdot (P_{val,o} - P_{val,i})} \quad (13)$$

Donde  $\rho_{val,o}$  es la densidad del refrigerante cuando sale de la VEE,  $P_{val,o}$  y  $P_{val,i}$  son las presiones al ingreso y cuando sale de la VEE, respectivamente, y  $A_{val}$  es el área transversal interna de la VEE. El parámetro de descarga ( $C$ ) es calculado en base al teorema de  $\pi$  de Buckingham que involucra seis grupos adimensionales en función de los parámetros indicados en la ecuación (13). Este parámetro adimensional es calculado por la siguiente relación empírica generalizada [2]:

$$C = 0.08076 \pi_1^{0.0554} \pi_2^{-0.0102} \pi_3^{-0.019} \pi_4^{0.2046} \pi_5^{0.0017} \pi_6^{0.6612} \quad (14)$$

La Tabla 3 proporciona la definición y el efecto de cada grupo en el flujo másico circundante por la válvula de expansión.

Tabla 3. Grupos  $\pi$  adimensionales [80]

Grupo $\pi$	Parámetro adimensional	Efectos
$\pi_1$	$\frac{P_{val,i} - P_{sat}}{P_c}$	Presión de entrada
$\pi_2$	$\frac{\Delta T_{sub}}{T_c}$	Subenfriamiento
$\pi_3$	$\frac{L}{D}$	Geometría
$\pi_4$	$\frac{\nu_g}{\nu_f}$	Densidad, fricción
$\pi_5$	$\frac{\sigma}{D \cdot P_{val,i}}$	Fricción
$\pi_6$	$\frac{D_e}{D}$	Geometría

Donde  $P_c$  y  $T_c$  es la presión crítica y temperatura del refrigerante, respectivamente,  $P_{sat}$  es la presión de saturación del refrigerante a la temperatura al ingreso de la VEE ( $T_{val,i}$ ),  $L$  es la longitud del orificio de la válvula de expansión,  $D$  y  $D_e$  son el diámetro y diámetro equivalente de la válvula de expansión, respectivamente,  $\nu_g$  y  $\nu_f$  son la viscosidad cinemática del vapor y del líquido, respectivamente, y  $\sigma$  es la tensión superficial.

## 2.5 Compresor

El compresor instalado es de tipo hermético reciprocante que genera presiones de alta y baja para que el fluido de trabajo, R600a, gane calor de un medio y lo ceda hacia otro. El consumo de energía eléctrica que requiere el compresor ( $\dot{W}_{comp}$ ) [81] se obtiene por [9, 10]:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r \cdot (h_{comp,o} - h_{comp,i}) \quad (15)$$

La potencia requerida por el compresor se incrementa directamente proporcional a la cantidad de refrigerante que se cargó en éste. Dependiendo de la aplicación, resulta beneficioso, ya que, al aumentar la carga de refrigerante, disminuye el tiempo de calentamiento. En investigaciones, como la de Cuji et al. [82], se afirmó que el R600a es un sustituyente al R134a, teniendo menor potencial de calentamiento global, demostrando experimentalmente que únicamente se requiere un 20 % de la carga de R600a en comparación al R134a. Por otra parte, como se necesita un mayor consumo de energía eléctrica, el *COP* del sistema va a disminuir [55]. Los valores de entalpía ( $h$ ) son calculados bajo las condiciones de temperatura y presión medidas.

## 2.6 Condensador

Se lo define como un intercambiador de calor construido con tubo de cobre en forma de serpentín sumergido en el recipiente contenedor de agua. El calor transferido del refrigerante hacia el agua ( $\dot{Q}_{cond}$ ) [25] puede ser expresado como [9, 26]:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r \cdot (h_{cond,i} - h_{cond,o}) \quad (16)$$

El calor liberado por el condensador en el recipiente de almacenamiento [72], se obtiene mediante un balance de energías [83, 64, 61]:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{comp} \quad (17)$$

El balance energético analizando en el tanque de almacenamiento permite conocer la razón de calor que el agua gana ( $\dot{Q}_w$ ) [7], en función del calor cedido ( $\dot{Q}_{cond}$ ) y las pérdidas en los alrededores [84, 60, 85]:

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{con} - U_L \cdot A_T (T_{w,i} - T_a) \quad (18)$$



Donde  $T_{w,i}$  es la temperatura inicial del agua y  $A_T$  es el área del recipiente contenedor [86]. El coeficiente global de transferencia de calor ( $U_L$ ) es calculado por [55]:

$$U_{con} = \frac{1}{\frac{A_{con,ext}}{\gamma_{con,int} \cdot A_{con,int}} + \frac{e_{con} \cdot A_{con,ext}}{\lambda_{con} \cdot A_{con,m}} + \frac{1}{\gamma_{con,ext}}} \quad (19)$$

Donde  $A_{cond}$  es el área del condensador, exterior, interior y media,  $e_{con}$  es el ancho de la pared del tubo en el condensador fabricado en cobre, con una conductividad térmica de 52 W/m·K [67]. El valor convectivo entre el refrigerante y el interior de la tubería ( $\gamma_{cond, int}$ ) [7], así como el coeficiente convectivo entre el agua y la exterior del tubo ( $\gamma_{cond, ext}$ ) [78], pueden ser calculados aplicando [64, 77]:

$$\gamma = \frac{Nu \cdot \lambda_{cond}}{d_{cond}} \quad (20)$$

El diámetro hidráulico ( $d_{con}$ ) es el diámetro exterior de la tubería de cobre [64]. El número de Nusselt ( $Nu$ ), según Cengel y Ghajar [64], Xu y Dai [86], así como para Xu et al. [74], es calculado mediante:

$$Nu = 0.23 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (21)$$

El número de Reynolds ( $Re$ ) se obtiene por [77, 78]:

$$Re = \frac{\rho_r \cdot v_r \cdot L}{\mu_r} \quad (22)$$

Donde  $\rho_r$ ,  $\mu_r$  y  $v_r$  son la densidad, viscosidad dinámica y la velocidad del refrigerante, respectivamente. La longitud  $L$  del condensador requerida para el volumen de agua establecido, según Caizatoa et al. [87] es de 2.49 m y el serpentín debe ser de 8 espiras. El número de Prandtl ( $Pr$ ) es calculado al aplicar [64]:

$$Pr = \frac{\mu_r \cdot c_p}{\lambda_{con}} \quad (23)$$

Donde  $c_p$  es el calor específico del refrigerante.

## 2.7 Válvula De Expansión

El proceso de estrangulamiento reduce la presión y temperatura del refrigerante previo a entrar nuevamente en el colector/evaporador [40]. Se puede utilizar válvula de expansión termostática (VET) o electrónica (VEE) [88]. La demanda requerida por el compresor es menor utilizando una VEE, ya que ésta configura el sistema para que se necesite una cantidad mínima de refrigerante. El volumen de refrigerante a comprimir en el compresor es menor utilizando una VET, por lo que las presiones y temperaturas de sobrecalentamiento van a ser menores comparadas con una VET.

El trabajo presentado por Chávez et al. [88], analizó la influencia de cada válvula de expansión en un sistema DX-SAHP, alcanzando un  $COP$  de 7.48 y 5.58 con la VEE y la VET, respectivamente. Así, se puede afirmar que una VEE proporciona mayor rendimiento en el sistema al consumir menos energía eléctrica y brinda más seguridad trabajando a presiones más bajas, El proceso de expansión se considera isentálpico [55, 2].

$$h_{val,i} = h_{val,o} \quad (24)$$

## 2.8 Coeficiente de Rendimiento

El COP del sistema se define como la relación entre capacidad de refrigeración con respecto al consumo energético del compresor durante el ciclo de refrigeración. Este valor es calculado mediante [25, 28, 35, 37]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad (25)$$

Una bomba de calor opera bajo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Entonces, se va a desarrollar un estudio termodinámico de cada uno de los componentes del sistema en función a flujo másico y el diferencial de entalpías. De este modo, se va a calcular los valores de calor, ganado y cedido, en el colector/evaporador y en el condensador, respectivamente, así como el consumo eléctrico requerido por el compresor. Conocidos estos valores, se puede obtener el *COP* del sistema y realizar un análisis comparativo en función a la variación del ángulo de inclinación del colector/evaporador. Además, se va a calcular la eficiencia del colector solar, para determinar cuál es el ángulo de inclinación que genera la mejor conversión de energía solar en energía térmica. Según Reis et al. [62], el número adecuado de ensayos experimentales en sistemas de bomba de calor es 5, información corroborada por Figliola y Beasley [89] y Oliviera et al. [90]. Mientras que las pruebas de funcionamiento, en función de las Tablas 1 y 2 donde se revisó los diferentes ángulos de inclinación, se van a realizar entre 35 a 45 °, con una variación de 5 °. Entonces, se ha establecido que la variación del ángulo de inclinación va a estar entre 30 a 50 °, realizando pruebas de funcionamiento diarias con cada ángulo. Posteriormente, se va a ir incrementando este ángulo en 5 °, por motivos de facilidad en la colocación del colector solar, hasta finalizar con las pruebas de funcionamiento.

## CAPÍTULO III

### INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS

El siguiente capítulo muestra los resultados obtenidos al haber desarrollado las pruebas de funcionamiento del prototipo construido. Los cálculos de propiedades termodinámicas fueron realizados utilizando el software EES, mostrando estos valores tabulados en Anexos. Para llevar a cabo el análisis, se presentan los resultados de forma esquemática y así poder compararlos en función a parámetros establecidos.

#### 3.1 Componentes del Sistema

Los elementos básicos de un ciclo de refrigeración son cuatro, compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador [40]. Al mencionar bomba de expansión directa, se hace referencia al colector solar, utilizado a modo evaporador. El compresor instalado (Ver Anexo 1) es de velocidad variable alimentado a 12 V y es multifunción, es decir, puede ser utilizado en aplicaciones de baja, media y alta presión [40, 7]. El rango de trabajo va en baja desde 14.7 hasta 206.8 kPa, además, en alta, puede trabajar desde 1200 hasta 1723 kPa. El compresor está diseñado para utilizar R134a, sin embargo, la relación de compresión es similar al R600a, entonces, se analizó la influencia de un hidrocarburo en el rendimiento del sistema. El estrangulamiento se realizó mediante una VEE (Ver Anexo 2) y la Tabla 4 presenta las características de todos los componentes.

Tabla 4. Elementos de la DX-SAHP

Elemento	Parámetro	Descripción
Compresor	Modelo	Danfoss BD35F
	Desplazamiento	2 cm <sup>3</sup>
	Tipo	Alternativo
	Fluido de trabajo	R600a
	Voltaje	12/24V DC
	Temp. de alta máx.	55 °C
	Velocidad de giro máx.	3500 rpm

Elaborado por: Mauricio Duque y Juan Ríos

Tabla 4. Componentes del sistema DX-SAHP analizado. (Continuación)

<b>Elemento</b>	<b>Especificaciones</b>	<b>Descripción</b>
Condensador	Número de espiras	8
	Volumen de agua	5 L
	Tubería	$d_{ext} = 6.4$ m
	Espesor de pared de tubería	1.5 m
Colector/evaporador	Emisividad	0.04
	Conductividad térmica	52 W·m/K
Válvula de expansión	Tubería	$d_{ext} = 6.4$ m
	Tipo	Electrónica
	Refrigerante	R600a
	Presión máxima de entrada	4.5 MPa

Elaborado por: Mauricio Duque y Juan Ríos

### 3.2 Número de Pruebas

Según Figlila y Beasley [89], el número de ensayos a realizarse debe ser 5, para así obtener una probabilidad del 95 % que los resultados sean fiables. Esta cantidad de ensayos ha sido validada en investigaciones relacionadas a bombas de calor, como la presentada por Oliviera et al. [90], así como el trabajo de doctorado de Reis et al. [62]. La Figura 14 presenta la metodología utilizada para la presentación de los resultados

### 3.3 Pruebas de Funcionamiento

Para realizar las pruebas de funcionamiento, se empezó a las 12:00 en función de trabajos previos de autores como Simbaña et al. [91], Caizatoa et al. [87] y Cuji et al. [82], quienes evaluaron el rendimiento del sistema a diferentes horas, afirmando que se alcanza el máximo rendimiento al medio día, en el período entre las 12:00 y las 13:00. Se buscó condiciones de radiación solar similares,  $500 \text{ W/m}^2$ , en promedio, al variar cada ángulo de inclinación para obtener una comparación adecuada. Para la medición de los parámetros climatológicos, velocidad del viento, radiación y temperatura del medio [91], se utilizó una estación meteorológica WS-1201. En este dispositivo se configuró la locación donde se realizaron las pruebas de funcionamiento (Latitud:

-0.274954, Longitud: -78.510705). Los resultados de las pruebas de funcionamiento se presentan en la Tabla 5, donde se indican los parámetros climáticos medidos, radiación solar, temperatura ambiente y temperatura final del agua. Estos resultados son similares a los presentados en la investigación de Duarte et al. [9] y Lu et al. [26].

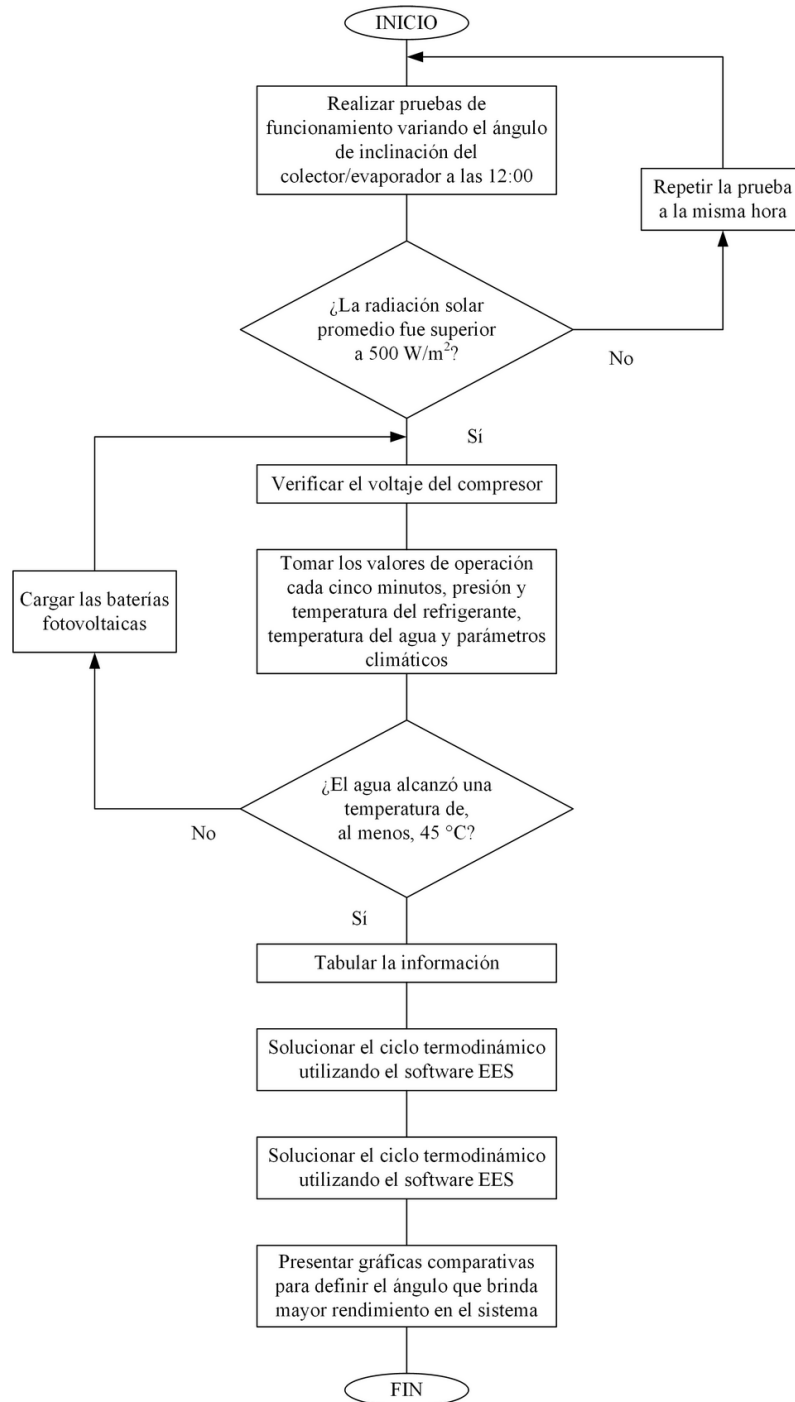


Figura 14. Temperatura del refrigerante en el colector/evaporador.

Tabla 5. Datos medidos de las pruebas de funcionamiento realizadas

Ángulo de inclinación (°)	30	35	40	45	50
Fecha	24/junio	31/julio	14/agosto.	21/sept.	19/oct.
Temp. ambiente promedio (°C)	20.1	18.9	18.5	19.6	18.8
Rad. solar máx. [W/m <sup>2</sup> ]	660,66	631,37	507,18	556,50	673,14
Rad. solar mín. [W/m <sup>2</sup> ]	332,31	308,74	252,40	286,93	291,07
Rad. solar promedio [W/m <sup>2</sup> ]	519,5	496,4	396,2	433,1	520,6
Temp. del agua máx. [°C]	45,0	45,2	45,3	45,1	45,4
Tiempo de calentamiento [min]	45	40	45	45	50

Elaborado por: Mauricio Duque y Juan Ríos

A continuación, se describe el comportamiento de las diferentes variables durante las pruebas de funcionamiento. Se analizó variables como la temperatura del agua y las temperaturas de trabajo del colector/evaporador y las presiones de trabajo del compresor durante el tiempo de calentamiento. De igual manera, se aplicó los modelos matemáticos presentados en el Capítulo 2 para calcular el flujo de calor ganado en el colector/evaporador, así como su eficiencia y el sistema fue evaluado en función a *COP* obtenido. Para la obtención de los valores de entalpías, flujo másico, volúmenes específicos y calidad de vapor del refrigerante, se aplicó la codificación en el software EES (Ver Anexo 4).

Como se está estudiando un sistema que integra energía solar, la radiación incidente sobre la superficie del colector/evaporador influye directamente en cada parámetro [40]. Por esta razón, también se realizó el análisis de estas variables en función a la radiación solar disponible. Los valores de operación tabulados, así como los resultados obtenidos en función de éstos, son presentados en los Anexos 5 al 9.

### 3.4 Temperatura del Agua

La Figura 15 indica el aumento de la temperatura del agua con relación al tiempo en los ensayos tomado para cada prueba. El tiempo comprendido para elevar la temperatura desde 18 °C hasta un valor entre 45 y 45,4 °C fue en promedio 45 minutos. A 35 ° de inclinación, tardó 40 minutos, mientras que a 50 ° se tardó 10 minutos más. Comparando estos valores, se tiene que a un ángulo de 50 ° se alcanzó la temperatura requerida en 20 % más tiempo que en comparación al ángulo de 35 ° y un 10 % más que el tiempo promedio.

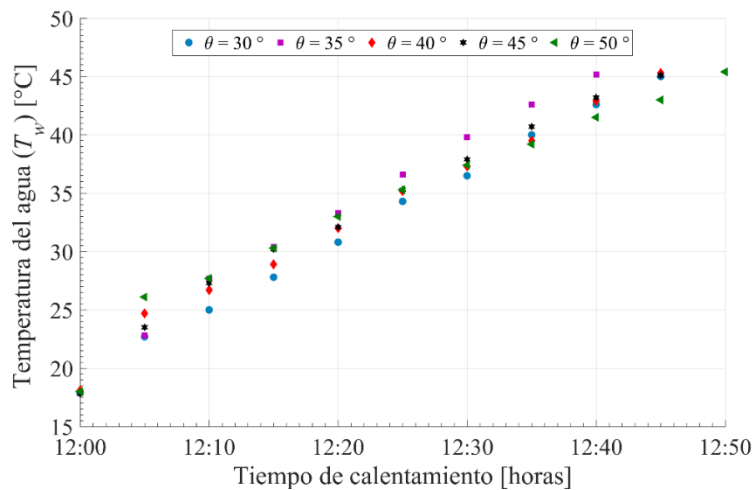


Figura 15. Temperatura del agua durante el tiempo.

El colector/evaporador actúa como superficie de incidencia para absorber la radiación solar térmica. Para determinar el valor de radiación sobre una superficie inclinada, se tomó el valor medido por la estación meteorológica y se aplicó utilizó la ecuación (1). La Figura 16 indica cómo influye la radiación incidente sobre superficies inclinadas en la temperatura del agua. Considerando la asistencia por energía solar, la radiación incidente es un valor influyente en la temperatura máxima alcanzada por el agua [40]. Si bien, bajo todas las condiciones de inclinación se alcanzó la temperatura requerida del agua, se pueden destacar ciertos resultados. El ángulo de 40 ° tuvo una radiación incidente mínima y máxima de 252.4 y 507.18 W/m<sup>2</sup>, respectivamente, y un valor promedio de 396.2 W/m<sup>2</sup>. Este ángulo, pese a absorber la menor cantidad de radiación solar, tardó solo 5 minutos



más que en alcanzar la temperatura requerida en comparación al ángulo de  $35^\circ$ , que tuvo un valor de radiación promedio 20.19 % superior.

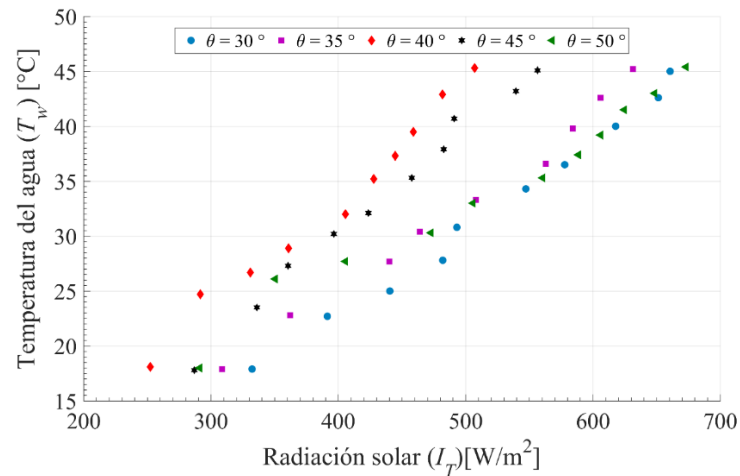


Figura 16. Influencia de la radiación solar en la temperatura del agua.

### 3.5 Temperatura del Colector/Evaporador

En una DX-SAHP, el colector solar funciona como evaporador al mismo tiempo [40]. El refrigerante ingresa al colector/evaporador en un estado de mezcla y absorbe calor mediante conducción, convección y radiación para elevar su temperatura. En la Figura 17 se puede observar la variación de temperatura del refrigerante que fluye a través del colector/evaporador obtenida en el ingreso y salida.

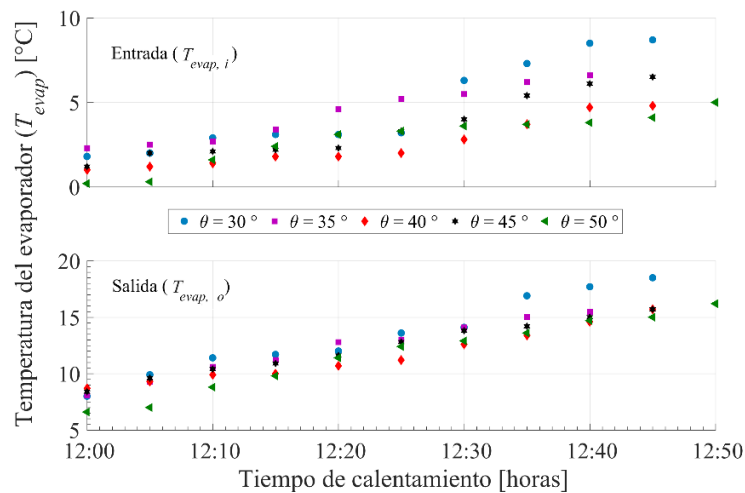


Figura 17. Temperatura del refrigerante en el colector/evaporador.

El ángulo que le permitió al refrigerante ganar más temperatura fue a  $40^\circ$ , con valores de entrada y salida de  $4.8$  y  $15.7^\circ\text{C}$ , elevando  $10.9^\circ\text{C}$  su temperatura. Los valores más altos se obtuvieron con el ángulo de  $30^\circ$ ,  $8.7$  y  $18.5^\circ\text{C}$ , a la entrada y salida respectivamente, teniendo un incremento de temperatura  $10.09\%$  inferior al alcanzado con el ángulo de  $40^\circ$ .

### 3.6 Presiones de Trabajo

La Figura 18 presenta la variación de la presión del refrigerante en el ingreso y salida del colector/evaporador. En un ciclo de refrigeración ideal [92], los intercambiadores de calor absorben y ceden energía térmica a presión constante, sin embargo, el ciclo real presenta irreversibilidades. El incremento de temperatura en el colector/evaporador también está relacionado a una caída de presión en el flujo del refrigerante. El valor máximo a la salida del colector/evaporador fue  $266.8\text{ kPa}$  y se obtuvo a  $30^\circ$ , mientras que el más bajo fue de  $225.43\text{ kPa}$ , a  $40$  y  $50^\circ$  de inclinación.

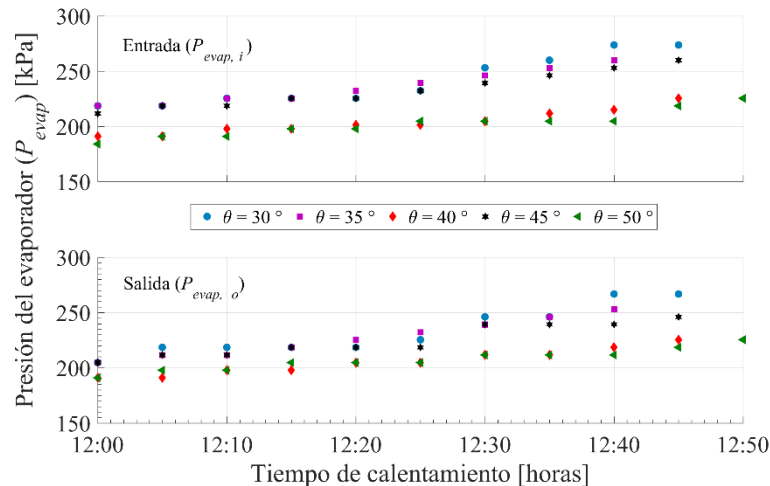


Figura 18. Presión del refrigerante en el colector/evaporador.

Se utilizó un compresor de velocidad variable, además energizado por energía solar fotovoltaica a  $12\text{ V}$ . La Figura 19 presenta el incremento en la presión al ingreso al compresor y cuando sale. Estos resultados son similares a los presentados previamente por Lu et al. [26]. A medida que el colector/evaporador gana más energía térmica, evapora

el refrigerante hasta el sobrecalentamiento, relacionado a un incremento en la presión. Como exponen Cengel y Boles [92], en un ciclo de refrigeración real, es recomendable que el proceso de compresión genere una pérdida de entropía. Esto se debe a que, el trabajo requerido por el compresor va a reducirse, conllevando a un aumento en el  $COP$  del sistema. Entonces, el sobrecalentamiento va a producir un efecto contrario, ya que el condensador requiere, como máximo, una temperatura  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  superior a la temperatura saturada a la presión generada [79]. Si se continúa sobrecalentando al refrigerante, se incrementa la potencia requerida para el funcionamiento del compresor y el  $COP$  va a ir reduciéndose.

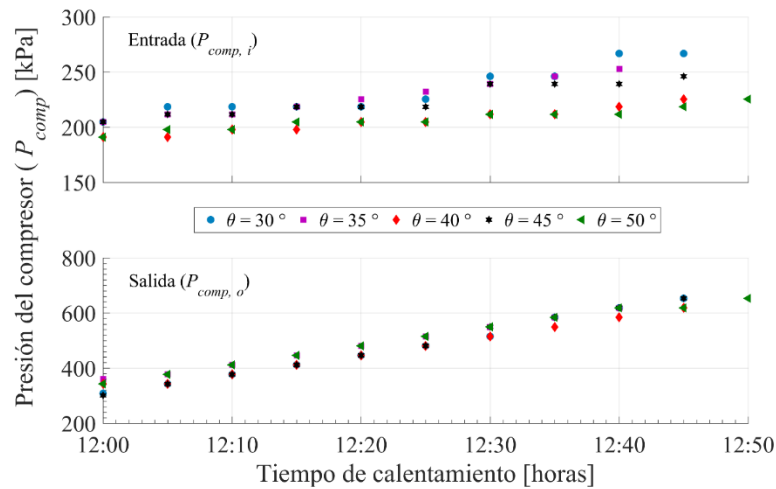


Figura 19. Presión del refrigerante en el compresor.

Los valores de salida del colector/evaporador son aproximadamente los mismos que a la entrada al compresor, entonces el valor máximo a la entrada fue de 266.8 kPa a  $30^{\circ}$ . De igual manera, bajo este ángulo, el valor máximo fue 652.91 kPa, un 5.28 % superior al obtenido durante las pruebas a  $35^{\circ}$  y  $40^{\circ}$ .

### 3.7 Flujo Másico

En la Figura 20 se muestra el comportamiento del flujo másico para cada ángulo de inclinación durante el tiempo de calentamiento, valores calculados mediante la ecuación (12). La carga de R600a fue de 90 g y se considera que el flujo másico a través del sistema es constante. La tendencia de esta variable es similar a la presentada por Kong et al. [55],

quienes estudiaron la influencia de la carga de refrigerante en el rendimiento del sistema DX-SAHP. A  $30^\circ$ , se alcanzó el valor final máximo de  $5.806 \times 10^{-3}$  kg/s a una presión de alta de 652.91 kPa, mientras que a  $35^\circ$  y  $40^\circ$  se tuvo  $5.554 \times 10^{-3}$  y  $4.938 \times 10^{-3}$  kg/s, respectivamente. Mientras mayor sea el flujo másico de refrigerante, el compresor va a requerir una mayor cantidad de potencia el funcionamiento. Además, al colocar el colector/evaporador a un mayor ángulo de inclinación, se reduce el flujo másico, ya que la gravedad ayuda con el libre flujo del refrigerante.

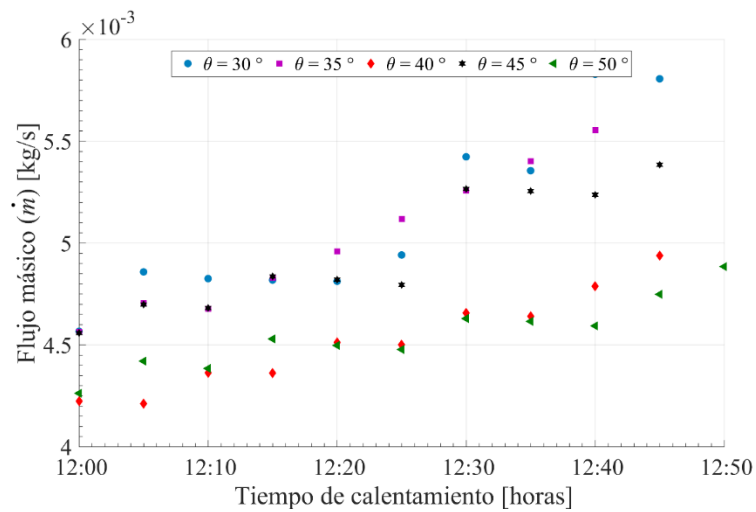


Figura 20. Flujo másico del refrigerante.

### 3.8 Calor Ganado en el Colector / Evaporador

El colector/evaporador absorbe la energía térmica del entorno y la transmite hacia el refrigerante mediante radiación y convección [40]. La Figura 21 muestra el flujo calor ganado en el colector/evaporador que se obtuvo al aplicar la ecuación (4). Al finalizar cada una de las pruebas, el valor mayor y menor fue de 157.98 y 129.87 W a  $30^\circ$  y  $50^\circ$  respectivamente. De igual manera, a  $30^\circ$  se tuvo el valor promedio más elevado, 153.42 W, superior en un 4.14 % al obtenido a  $35^\circ$ , 13.68, 4.44 y 15.23 % superior ante los valores obtenidos a  $40^\circ$ ,  $45^\circ$  y  $50^\circ$ .

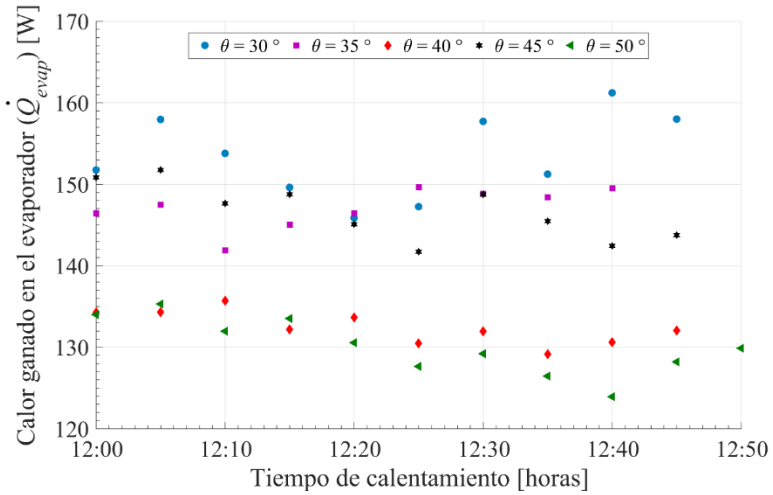


Figura 21. Flujo de calor ganado en el colector/evaporador.

La Figura 22 indica la razón de calor que el colector/evaporador ganó comparado con la radiación incidente y se asemeja a los resultados que presentaron Mohamed et al. [35] en su investigación. A medida que se incrementa la radiación incidente, el colector va a ganar más calor [40]. Los ángulos bajo los que se absorbió mayor radiación fueron  $30^\circ$  y  $50^\circ$ , con  $683.9$  y  $696.8$   $W/m^2$ , respectivamente. Bajo radiación incidente promedio de  $519.5$   $W/m^2$ , el ángulo de  $30^\circ$  absorbió  $153.42$   $W$  en promedio durante los 45 minutos durante el ensayo. Mientras que la prueba a  $35^\circ$  ganó, en promedio,  $132.43$   $W$  al disminuir la radiación incidente promedio un  $23.73\%$ .

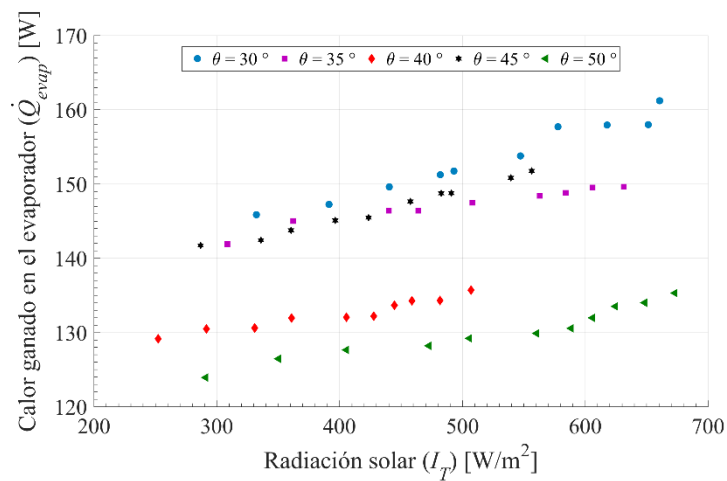


Figura 22. Flujo de calor en el colector/evaporador.

### 3.9 Eficiencia del Colector/Evaporador

La eficiencia del colector solar involucra cuánto calor absorbe de la energía térmica que incide sobre éste. En la Figura 23 se aprecia el valor de la eficiencia del colector solar calculado mediante la ecuación (5), que a su vez relaciona las ecuaciones (3) y (4). Los valores máximos de las pruebas de funcionamiento fueron obtenidos bajo  $40^\circ$  de inclinación, al inicio y final 53.19 y 26.03 %, respectivamente, y en promedio 35.13 %. Por otra parte, a  $50^\circ$  se alcanzaron valores 13.44 y 25.89 % inferiores en comparación a los valores máximos presentados.

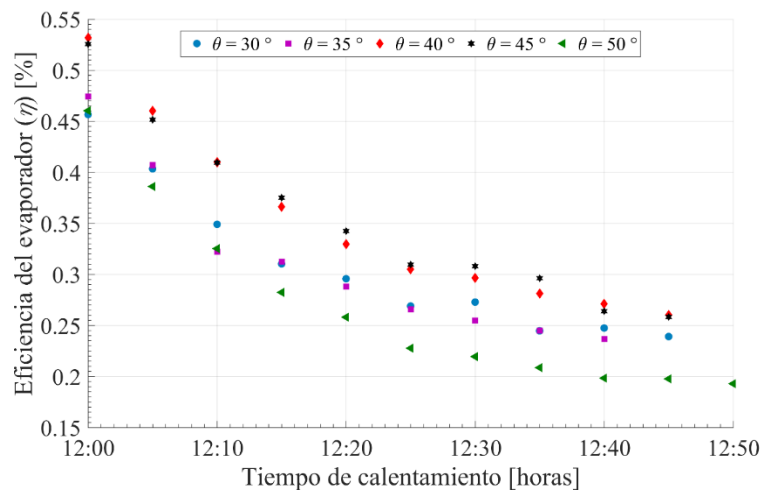


Figura 23. Eficiencia del colector/evaporador.

Esta eficiencia se obtuvo con la ecuación (3), referente a la radiación que incide en superficies inclinadas. Entonces, este parámetro influye en la obtención del valor de la eficiencia. La Figura 24 presenta cómo influye la radiación solar en la eficiencia del colector solar, resultados parecidos a los que presentaron Kong et al. [55] en su investigación. La radiación solar es inversamente proporcional a la eficiencia, por lo que, mientras mayor sea la radiación solar, la eficiencia va a disminuir. A  $40^\circ$ , la eficiencia fue 53.19 % bajo  $507.18 \text{ W/m}^2$  de radiación solar, mientras que al reducir la radiación un 50.23 %, la eficiencia fue de 26.03 %, un 51.06 % inferior. Bajo este mismo ángulo se obtuvo la mayor eficiencia promedio, 35.13 % cuando se tuvo  $396.2 \text{ W/m}^2$  de radiación incidente promedio.

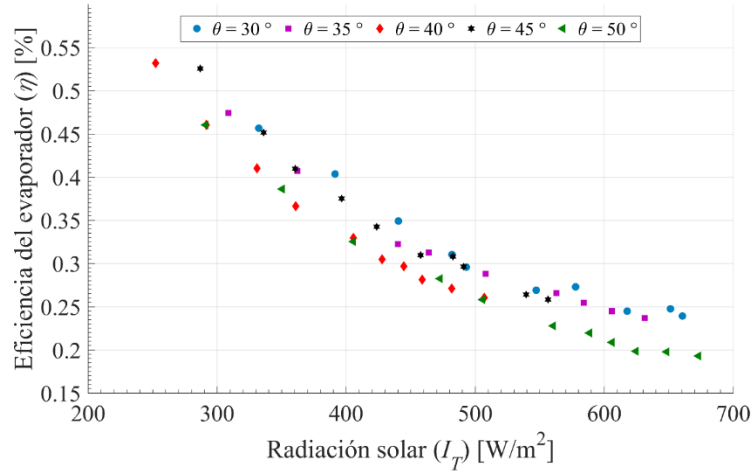


Figura 24. Comparación de la radiación incidente y la eficiencia del colector/evaporador.

### 3.10 Calidad de Vapor del Refrigerante

Se define como calidad, la proporción de los volúmenes, de vapor y total, en una mezcla [92]. Debido al proceso de estrangulamiento llevado a cabo en la VEE, el refrigerante reduce drásticamente su temperatura y presión, generando un vapor húmedo previo al ingreso al intercambiador de calor. La Figura 25 presenta el comportamiento de la calidad de vapor del refrigerante al momento de ingresar al colector/evaporador.

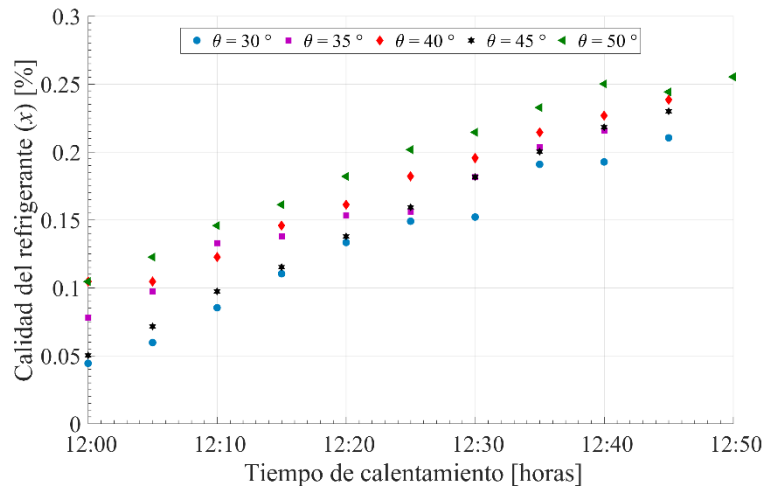


Figura 25. Calidad de vapor al ingreso al colector/evaporador.

El valor máximo al finalizar el proceso de calentamiento se obtuvo a 50 °, 25.53 % de vapor en la mezcla, mientras que el mínimo fue a 30 °, presentando un 21.04 % de vapor

y el 78.96 % restante de condensado. Los valores a 35, 40 y 45 ° fueron de 21.59, 23.84 y 23.00 %, respectivamente, disminuyendo un 15.43, 6.62 y 9.91 %, respectivamente, con respecto al valor máximo.

### 3.11 Coeficiente de Rendimiento

El coeficiente de rendimiento [40] involucra cuánto calor es cedido en el condensador por la energía eléctrica requerida por el compresor. La Figura 26 muestra la variación del *COP* durante el tiempo de calentamiento, resultados parecidos a los que Lu et al. [26] presentaron en su investigación. El *COP* está en función del estado del refrigerante en el ingreso al condensador, por lo que depende directamente de la temperatura de evaporación, mientras más elevado sea este valor, el *COP* va a aumentar.

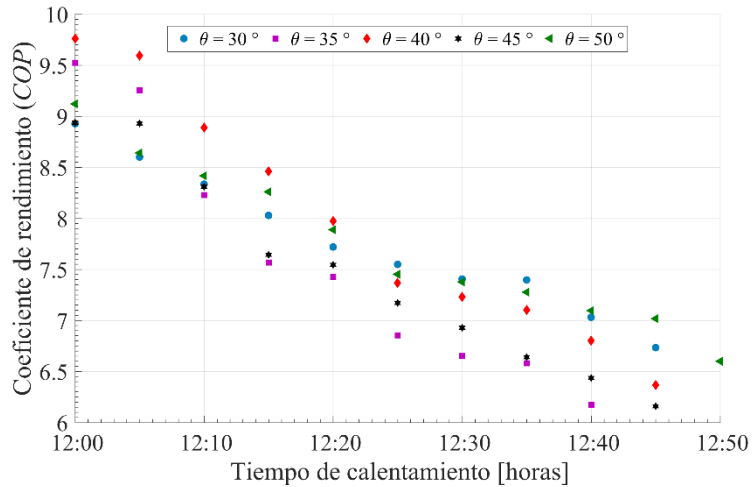


Figura 26. *COP* del sistema durante el tiempo de calentamiento.

Lo mostrado en la Figura 19, indicó que al incrementar el valor de temperatura del refrigerante está ligado con un aumento en su presión. La presión va incrementándose durante el tiempo de calentamiento, generado una mayor demanda energética por parte del compresor y disminuyendo el *COP*. Los sistemas DX-SAHP tienden a implementar refrigerantes de bajo impacto, como es el caso de Fan et al. [3], donde se alcanzó valores de *COP* superiores a 8.5 con una mezcla de R600a y R290. Entonces, se puede corroborar que el sistema analizado en este trabajo rinde adecuadamente al presentar valores de *COP* similares a los presentados. Este valor fue obtenido mediante la ecuación (23) que a su vez requiere de valores calculados por las ecuaciones (13) y (15).



El *COP* más alto obtenido fue de 9.76 al inicio de la prueba a 40 ° y durante esta prueba se obtuvo un valor de 7.95, en promedio. El menor valor de *COP* al empezar las pruebas fue bajo la configuración a 30 ° de inclinación, donde el *COP* fue de 8.93, un 8.50 % inferior al máximo. Mientras que el valor mayor y menor al finalizar el proceso de calentamiento fue de 6.73 y 6.16 a 30 y 45 °, respectivamente, teniendo un valor de 6.37 durante la prueba a 40 °. Los valores de *COP* para 30, 35, 45 y 50 ° de inclinación fueron de 7.77, 7.60, 7.47 y 7.74, respectivamente

La Figura 27 presenta el incremento del *COP* en función a la radiación solar. Estos resultados tienen semejanza a los resultados presentados por Duarte et al. [9] y Mohamed et al. [35], mientras mayor sea la radiación solar, el *COP* va a aumentar. El sistema es integrado con energía solar y depende directamente de la radiación incidente, sin embargo, el *COP* evalúa el desempeño termodinámico del sistema. Entonces, bajo todos los ángulos de experimentación se tuvo la tendencia de aumento en el *COP* a mayor radiación, a 45 ° se alcanzó el más alto rendimiento a pesar de que los valores más altos de radiación incidente fueron a 50 °.

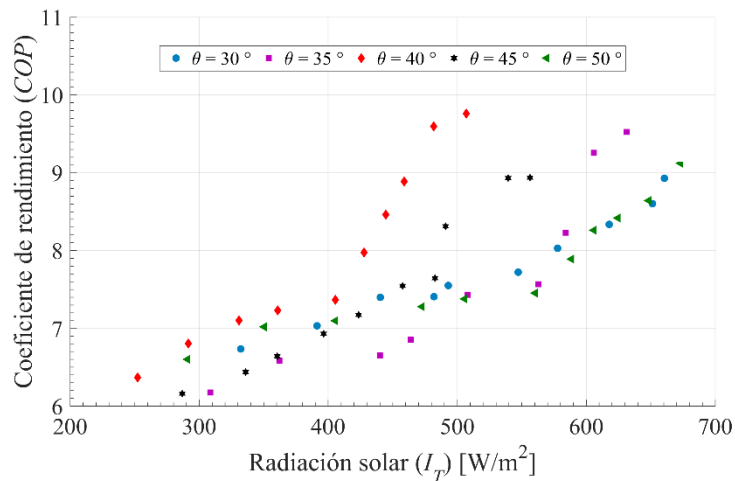


Figura 27. Radiación incidente vs. *COP* del sistema.

En la prueba a 40 °, se alcanzó un *COP* máximo y mínimo de 9.76 y 6.37 a 507.18 y 252.40 W/m<sup>2</sup>, respectivamente, y de 7.95 a 396.2 W/m<sup>2</sup>, en valores promedio, valores que están comprendidos entre los resultados presentados por Kong et al. [55], que experimentó

a radiación incidente de  $900 \text{ W/m}^2$  y  $T_a$  de  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  y Pese que a  $50 \text{ }^\circ$ , la radiación solar aumentó  $24.65 \%$  en comparación a la prueba a  $40 \text{ }^\circ$ , el valor de  $COP$  fue  $6.56 \%$  inferior. Con los valores promedio se mantiene la misma tendencia al tener un  $COP$   $2.64 \%$  menor incluso cuando se tuvo una radiación  $23.90 \%$  superior.

Las condiciones climáticas influyen en el rendimiento del sistema, aunque para determinar este valor también se involucra el comportamiento termodinámico del fluido de trabajo. La variación del  $COP$  y la  $T_a$  es mostrada en la Figura 28, teniendo resultados similares a los presentados en investigaciones previas, como Huang et al. [42] y Duarte et al. [9]. La tendencia permite afirmar que, el  $COP$  va a aumentar si se dispone de una mayor temperatura ambiente.

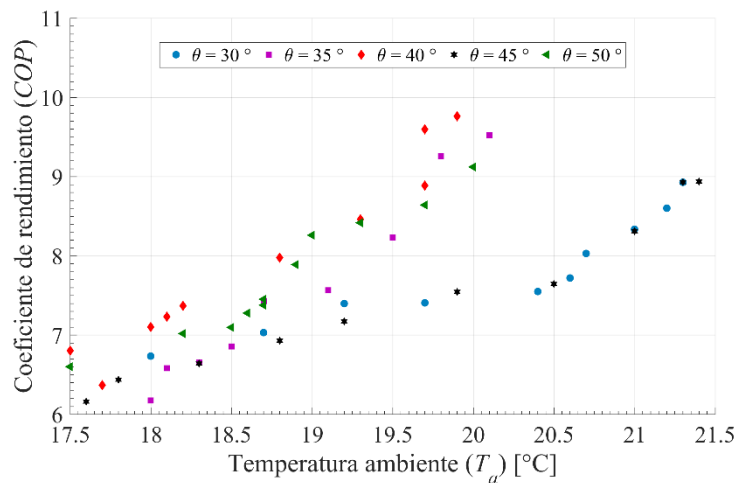


Figura 28. Influencia de la temperatura ambiente en el  $COP$  del sistema.

Durante las pruebas a  $45 \text{ }^\circ$ , se presentó la mayor temperatura ambiente,  $21.4 \text{ }^\circ\text{C}$ , sin embargo, el  $COP$  alcanzó un valor máximo de  $8.94$ , mientras que a  $40 \text{ }^\circ$ , la temperatura máxima fue de  $19.9 \text{ }^\circ\text{C}$  teniendo un  $COP$  de  $9.76$ . De la prueba a  $40 \text{ }^\circ$ , se obtuvo un  $COP$  promedio de  $7.95$  a temperatura ambiente promedio de  $18.5 \text{ }^\circ\text{C}$ , sin embargo, cuando esta temperatura se elevó  $5.61 \%$  durante la prueba a  $45 \text{ }^\circ$ , el  $COP$  del sistema disminuyó  $6.04$ .

### 3.12 Relación entre *COP* y Temperatura del Agua

La temperatura del agua se incrementa durante el tiempo de calentamiento, pero el *COP* tiene un comportamiento contrario. La Figura 29 presenta cómo se relaciona el incremento de temperatura del agua y el *COP*, analizando el comportamiento presentado en las Figuras 15 y 26. La temperatura inicial del agua estuvo a 18 °C y se alcanzó una temperatura final de 45 °C con un *COP* máximo de 9.76 y 6.6, respectivamente.

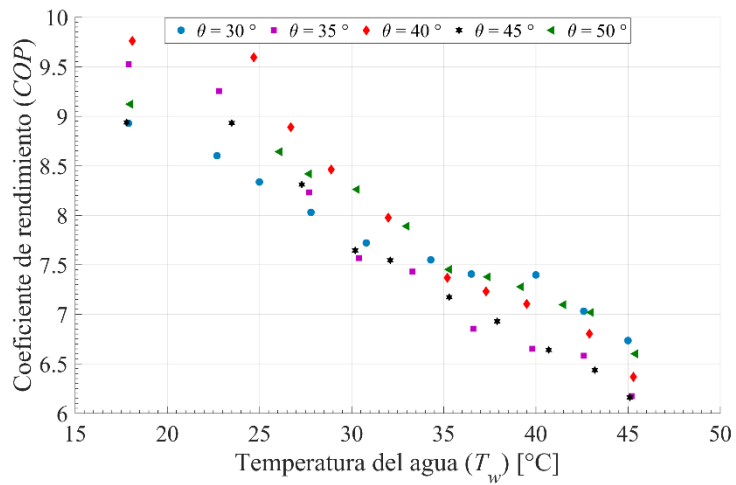


Figura 29. Temperatura del agua vs. *COP* del sistema.

## CONCLUSIONES

Este trabajo estudió experimentalmente el rendimiento de un sistema DX-SAHP variando el ángulo de inclinación del colector/evaporador. Luego de la síntesis bibliográfica, así como de los resultados obtenidos, se presentan las siguientes conclusiones.

Existen diferentes tipos de colectores/evaporadores utilizados en sistemas DX-SAHP y el más utilizado es el colector solar sin cubierta tipo placa plana. Este colector solar es el más común debido a su diseño simple y a la eficiencia energética, 49.5 %. La conductividad térmica que posea este colector solar es determinante en la eficiencia del colector solar y en el rendimiento del sistema. El cobre y el aluminio son buenos conductores de calor, presentan propiedades similares, pero el aluminio es más utilizado por razones económicas. Con respecto al diseño de los canales del colector solar, la geometría lineal en paralelo es la más simple, tanto para construcción, así como para análisis. Las investigaciones revisadas fueron bajo ángulos de inclinación del colector solar comprendidos entre 30 a 60 °, sin embargo, los valores más frecuentes de experimentación estuvieron entre 35 a 40 °. Los refrigerantes más utilizados en sistemas DX-SAHP a nivel mundial son el R134a y el R22, con un 42.9 y 34.9 %, respectivamente. El R600a es un sustituto ante el uso de estos refrigerantes ya que presenta un ODP de 0, aunque apenas es utilizado en 1.6 % de estas aplicaciones y tiene GWP de 3. Además, el R600a trabaja a menores presiones ya que la carga de R600a es 60 % menor que la de R12 y la eficiencia del compresor es 4 % con respecto a la generada por el R134a.

La temperatura máxima del agua se fijó en 45 °C, temperatura establecida para agua caliente sanitaria. Las condiciones climáticas influyen en la temperatura del agua, a mayor radiación solar, el agua incrementa más pronto su temperatura y el tiempo de calentamiento se reduce. La mayor radiación solar en promedio fue de 540.1 W/m<sup>2</sup> con  $T_a$  de 19.6 °C experimentando a 35 ° y el agua alcanzó la temperatura establecida en 40 minutos. Al realizar la prueba a 50 ° de inclinación, el agua tardó 10 minutos más cuando hubo una radiación solar y temperatura ambiente de 538.9 W/m<sup>2</sup> y 18.5 °C, respectivamente. El *COP* del sistema tiene una tendencia similar, ya que en las pruebas a

35 y 50 °, el *COP* máximo fue de 9.53 y 9.12 bajo una radiación de 631.37 y 556.5 W/m<sup>2</sup>, respectivamente.

Para la evaluación del sistema, el análisis fue realizado en función el tiempo de calentamiento, la temperatura máxima y el *COP* calculado, debido a que opera bajo un ciclo de refrigeración, así como la eficiencia del colector/evaporador. La prueba más representativa fue con el colector solar a una inclinación de 40 °, donde absorbió la menor cantidad de radiación solar. El agua alcanzó 45.3 °C en 45 minutos a una radiación incidente media de 396.2 W/m<sup>2</sup>, y la eficiencia máxima alcanzada fue de 53.19 % y, en promedio, durante el tiempo de calentamiento fue de 35.13 %, alcanzando los valores más altos ante las otras configuraciones de inclinación.

## RECOMENDACIONES

Desarrollar las pruebas de funcionamiento bajo condición climáticas similares, definiendo un valor promedio de radiación solar, en promedio  $500 \text{ W/m}^2$ , caso contrario, el sistema va a generar valores de operación diferentes entre la variación de ángulos de inclinación y los resultados no pueden ser comparados equitativamente.

Revisar el voltaje de las baterías de almacenamiento de energía fotovoltaica para, así, garantizar el correcto funcionamiento del compresor bajo cualquier amperaje.

Mejorar la escala de graduación angular utilizada para poder fijar el colector/evaporador en el ángulo requerido, reduciendo la variación angular a menos de  $5^\circ$ .

Utilizar tubería flexible para la conexión al salir de la VEE y la entrada al colector/evaporador, siempre y cuando, esta tubería flexible presente las características requeridas para trabajar con R600a. Este tipo de tubería es requerido ya que el colector/evaporador no permanece estático, sino que requiere de un mecanismo para poder ser colocado en la inclinación requerida.

Instalar dispositivos de protección, tanto en la parte mecánica, como en la eléctrica. Un presostato se puede configurar en función a la presión de alta del compresor, para, en caso de que se sobrepase este valor, el sistema deje de operar. Los relés protegen principalmente el compresor de un daño en sus componentes eléctricos si se presenta una subida o caída, de voltaje o amperaje.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] F. Ortúzar, «Montreal y Kioto: Aprendiendo de las diferencias,» 20 Octubre 2014. [En línea]. Available: <https://aida-americas.org/es/blog/montreal-y-kioto-aprendiendo-de-las-diferencias>.
- [2] T. De Freitas, R. Nunes, A. Torres, 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.
- [3] C. Fan, G. Yan y J. Yu, «Thermodynamic analysis of a modified solar assisted ejector-compression heat pump cycle with zeotropic mixture R290/R600a,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 150, pp. 42-49, 2019.
- [4] G. Nouri, Y. Noorollahi y H. Yousefi, «Designing and optimization of solar assisted ground source heat pump system to supply heating, cooling and hot water demands,» *Geothermics*, vol. 82, pp. 212-231, 2019.
- [5] IPCC, «Intergovernmental Panel on Climatic Change,» [En línea]. Available: [https://archive.ipcc.ch/home\\_languages\\_main\\_spanish.shtml](https://archive.ipcc.ch/home_languages_main_spanish.shtml). [Último acceso: 17 Enero 2020].
- [6] M. Gadea y J. Gonzalo, «Trends in distributional characteristics: Existence of global warming,» *Journal of Econometrics*, pp. 1-22, 2019.
- [7] A. Andrade, H. Peñafiel y W. Quitiaquez, «Análisis y simulación del comportamiento del refrigerante r134a utilizado en un colector-evaporador de 0.02 m2, componente de una bomba de calor asistida por energía solar,» [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/16061/1/UPS%20-%20ST003748.pdf>. [Último acceso: 14 Enero 2020].
- [8] E. Sheu y A. Mitsos, «Optimization of a hybrid solar-fossil fuel plant: Solar steam reforming of methane in a combined cycle,» *Energy*, vol. 51, pp. 193-202, 2013.
- [9] W. Duarte, T. Paulino, 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.
- [10] S. Rabelo, T. Paulino, L. Machado y W. Duarte, «Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump,» *Solar Energy*, vol. 188, pp. 164-174, 2019.
- [11] G. Sandhu, K. Siddiqui y A. García , «Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 71, pp. 251-263, 2014.

- [12] D. Halili, U. Buzra, D. Mitrushi, I. Berdufi, V. Muda, E. Serdari y P. Berberi, «Influence of Inclination Angle on the Efficiency of a Flat Plate Solar Collector,» *AIP Conference Proceedings*, vol. 2075, pp. 1-6, 2019.
- [13] H. Fu, G. Pei, J. Ji, H. Long, T. Zhang y T. Chow, «Experimental study of a photovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe system,» *Applied Thermal Energy*, vol. 40, pp. 343-350, 2012.
- [14] A. Alkumait, F. Abed y M. Nashat, «Experimental study on the thermal performance of a solar collector and the effect of the tilt angle on the collector efficiency,» *International Conference on Materials Engineering and Science*, vol. 454, pp. 1-10, 2018.
- [15] K. Aoues, N. Moumami, M. Zellouf y A. Benchabane, «Thermal performance improvement of solar air flat plate collector: a theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria,» *International Journal of Ambient Energy*, vol. 32, pp. 95-102, 2011.
- [16] G. Panayiotou, S. Kalogirou, G. Florides, G. Rooditis, N. Katsellis, A. Constantinou, P. Kyriakou, Y. Vasiades, T. Parisi, A. Michaelides y J. Nielsen, «Experimental Investigation of the Effect of Solar Collector's Inclination Angle on the Generation of Thermosiphonic Flow,» *Renewable Energy in the Service of Mankind*, vol. 2, pp. 807-816, 2016.
- [17] A. Tamini y A. Sawayan, «Optimum Tilt Angles of Flat-plate Solar Collectors at Riyadh, Kingdom of Saudi Arabia,» *Energy Sources*, vol. 34, pp. 1213-1221, 2012.
- [18] M. Mohanraj, S. Jayaraj y C. Muraleedharam, «Comparative assessment of environment-friendly alternatives to R134a in domestic refrigerators,» *Energy Efficiency*, vol. 1, pp. 189-198, 2008.
- [19] J. Ahamed, R. Saidur, H. Masjuki y M. Sattar, «An analysis of energy, exergy and sustainable development of a vapor compression refrigeration system using hydrocarbon,» *International Journal of Green Energy*, vol. 9, pp. 702-717, 9 702-717 2012.
- [20] A. Ramelan, A. Burhanuddin, M. Fuady, S. Wahyuningsih y H. Munawaroh, «Flat Plate Solar Collector Characteristic with Shutter Glass Distance Variation and Collector Inclination Angle,» *International Conference on Green and Renewable Energy Resources*, vol. 75, pp. 1-12, 2017.
- [21] L. González, L. Pérez, A. Fissore, L. Rodríguez y J. Jimenez, «Tilt and Orientation of a Flat Solar Collector to Capture Optimal Solar Irradiation in Chilean Latitudes,» *Proceedings of the 2nd International Conference on BioGeoSciences*, vol. 2, pp. 215-228, 2019.
- [22] R. Farhadi y M. Taki, «The energy gain reduction due to shadow inside a flat-plate solar collector,» *Renewable Energy*, vol. 147, pp. 730-740, 2020.



- [23] X. Kong, P. Sun, S. Dong, K. Jiang y Y. Li, «Experimental performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a in summer,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 91, pp. 12-19, 2018.
- [24] S. Chaturvedi, V. Gagrani y T. Abdel-Salam, «Solar-assisted heat pump – A sustainable system for low-temperature water heating applications,» *Energy Conversion and Management*, vol. 77, pp. 550-557, 2014.
- [25] C. Zhou, R. Liang, A. Riaz, J. Zhang y J. Chen, «Experimental investigation on the tri-generation performance of roll-bond photovoltaic thermal heat pump system during summer,» *Energy Conversion and Management*, vol. 184, pp. 91-106, 2019.
- [26] S. Lu, R. Liang, J. Zhang y C. Zhou, «Performance improvement of solar photovoltaic/thermal heat pump system in winter by employing vapor injection cycle,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 155, pp. 135-146, 2019.
- [27] Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, «Balance Energético Nacional,» [En línea]. Available: <http://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/cg00366.pdf>. [Último acceso: 11 Noviembre 2019].
- [28] 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, pp. 757-771, 2019.
- [29] X. Kong, . P. Sun, . K. Jiang, S. Dong, Y. Li y J. Li, «A variable frequency control method and experiments of a direct-expansion,» *Solar Energy*, nº 176, pp. 572-580, 2018.
- [30] R. Badri Narayan, A. Vaseem, B. Debi Prasad y M. Mantu Kumar, «Do fossil fuel and renewable energy consumption affect total factor,» *Energy Policy*, pp. 186-199, 2019.
- [31] Y. Li, M. Han, S. Liu y G. Chen, «Energy consumption and greenhouse gas emissions by buildings: A multiscale perspective,» *Building and Environment*, pp. 240-250, 2019.
- [32] C. Aguilar, D. White y L. Ryan, «Domestic water heating and water heater energy consumption in Canada,» [En línea]. Available: [http://www.academia.edu/download/41744842/domwater\\_000.pdf](http://www.academia.edu/download/41744842/domwater_000.pdf). [Último acceso: 20 Noviembre 2019].
- [33] M. Baquero, «Ahorro de agua y reutilización en la edificación en la ciudad de Cuenca,» *Estoa*, vol. 3, pp. 71-81, 2013.
- [34] F. Gorozabel y T. Carbonell, «Current and future perspectives of direct expansion solar assisted heat pumps,» *SciELO*, vol. 19, nº 1, 2016.

- [35] E. Mohamed, S. Riffat, S. Omer y R. Zeinelabdein, «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.
- [36] J. Cai, Z. Li, J. Ji y F. Zhou, «Performance analysis of a novel air source hybrid solar assisted pump,» *Renewable Energy*, vol. 139, pp. 1133-1145, 2019.
- [37] S. Vaishak y P. Bhale, «Photovoltaic/thermal-solar assisted heat pump system: Current status and future prospects,» *Solar Energy*, vol. 189, pp. 268-284, 2019.
- [38] M. Fernández, *Energía Solar: Sistemas Térmicos para ACS*, Madrid: Liberfactory, 2010.
- [39] M. Moran y H. Shapiro, *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, Barcelona: Reverté, S.A., 2004.
- [40] I. Rodríguez, P. Silva y W. Quitiaquez, «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,» [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/15970/1/UPS-ST003732.pdf>. [Último acceso: 13 Enero 2020].
- [41] K. Rolle, *Termodinámica*, México: Pearson, 2006.
- [42] 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.
- [43] J. Kane y M. Sternheim, *Física*, Barcelona: Reverté, S.A., 2007.
- [44] G.-H. Shi, L. Aye, D. Li y X.-J. Du, «Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 109, pp. 349-366, 2019.
- [45] W. Charters y L. Taylor, «Some performance characteristics of a solar boosted heat pump, in: Proceedings of the IIR Conference Towards and Ideal Food Chain,» *Refrigerant Science Technology*, vol. 64, pp. 1-8, 1976.
- [46] M. Escobar, *Mantenimiento Preventivo en Electrodomésticos de Gama Industrial*, España: Elearning S.L., 2016.
- [47] Danfoss, «Aplicación práctica del refrigerante R600a isobutano en sistemas refrigerados domésticos,» Marzo 2001. [En línea]. Available: [https://www.construmatica.com/archivos/27579/4\\_catalogo\\_compresores\\_danfoss/informacion\\_tecnica.pdf](https://www.construmatica.com/archivos/27579/4_catalogo_compresores_danfoss/informacion_tecnica.pdf).
- [48] 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.
- [49] IMechE Conference Transactions, *Compressors and Their Systems*, Whiltshire: Intitution of Mechanical Engineers, 2003.

- [50] C. Arora, Refrigeration and Air COnditioning, Delhi: McGraw-Hill, 2006.
- [51] F-Chart Software, LLC, «Engineering Equation Solver,» [En línea]. Available: <http://www.fchart.com/ees/>. [Último acceso: 2019 Junio 17].
- [52] L. Tagliafico, F. Scarpa and F. Valsuani, "Direct expansion solar assisted heat pumps. A clean steady state approach for overall performance analysis," *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, pp. 216-226, 2014.
- [53] D. Zhang, Q. B. Wu, J. P. Li and X. Q. Kong, "Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system," *Elsevier - Applied Thermal Engineering*, no. 73, pp. 522-528, 2014.
- [54] X. Sun, J. Wu, Y. Dai and R. Wang, "Experimental study on roll bond collector/evaporator with optimized channel used in direct expansion solar assisted heat pump water heating system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, no. 1-2, pp. 571-579, 2014.
- [55] X. Q. Kong, Y. Li, L. Lin and Y. G. Yang, "Modeling evaluation of a direct-expansion solar assisted," *International Journey of Refrigeration*, no. 76, pp. 136-146, 2017.
- [56] W. Deng and Y. Jianlin, "Simulation analysis on dynamic performance of a combined solar/air dual source heat pump water heater," *Elsevier - Energy Conversion and Management*, vol. 120, pp. 678-387, 2016.
- [57] P. Malali, S. Chaturvedi y T. 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.
- [58] A. Moreno-Rodríguez, A. González-Gil, M. Izquierdo y N. García-Hernando, «Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications,» *Energy*, vol. 45, pp. 704-715, 2012.
- [59] J. Facao y M. Carvalho, «New test methodologies to analyse direct expansion solar assisted heat pumps for domestic hot water,» *Elsevier - Solar Energy*, nº 100, pp. 66-75, 2014.
- [60] T. Anderson y G. Morrison, «Effect of load pattern on solar-boosted heat pump water heater performance,» *Solar Energy*, vol. 81, pp. 1386-1395, 2007.
- [61] Y. Li, R. Wang, J. Wu y Y. Xu, «Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Elsevier - Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 2858-2868, 2007.
- [62] R. Reis, R. Nassar y L. Machado, «Análise experimental comparativa entre uma bomba de calor e uma resistência elétrica como dispositivo de apoio de energia para um aquecedor solar de água,» [En línea]. Available: <http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/bitstream/handle/1843/BUOS->

- 8YHPE2/tese\_roberts\_vinicius\_de\_melo\_reis.pdf?sequence=1. [Último acceso: 04 Septiembre 2019].
- [63] D. Mikielwicz y J. Wajs, «Performance of the very high-temperature heat pump with low GWP working fluids,» *Energy*, vol. 182, pp. 460-470, 2019.
- [64] Y. A. Cengel y A. J. Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa*, Mexico, D.F: McGraw-Hill\Interamericana Editores, S.A., 2011.
- [65] S. Kalogirou, *Solar Energy Engineering - Processes and Systems*, Oxford: Elsevier, Inc. Academic Print, 2014.
- [66] H. Saad, K. Kaddah, A. Sliem, A. Rafat y M. Hewhy, «The effect of the environmental parameters on the performance of asphalt solar collector,» *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 40, pp. 1-10, 2019.
- [67] F. Incropera y D. DeWitt, *Fundamentos de Transferencia de Calor*, México: Prentice Hall Hispanoamericana S.A., 1999.
- [68] B. Ibarra, F. Rojas y T. Ibjés, «Diseño y Construcción de un Prototipo de Colector Solar Parabólico Giratorio de Mediana Temperatura,» [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/4443/6/UPS-KT00081.pdf>. [Último acceso: 02 Septiembre 2019].
- [69] G. Ortega y L. Valencia, «Diseño, construcción e implementación un prototipo de un horno de secado de pintura automotriz para ejecutar prácticas y pruebas de pintura en probetas normalizas,» [En línea]. [Último acceso: 03 Septiembre 2019].
- [70] M. Eltaweel y A. Abdel-Rehim, «Energy and exergy analysis of a thermosiphon and forced circulation flat-plate solar collector using MWCNT/Water nanofluid,» *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 14, pp. 1-11, 2019.
- [71] E. Bellos, C. Tzivanidis y N. Nikolaou, «Investigation and optimization of a solar assisted heat pump driven by nanofluid-based hybrid PV,» *Energy Conversion and Management*, vol. 198, pp. 1-19, 2019.
- [72] J. De León-Ruiz y I. Carvajal-Mariscal, «Thermal capacity: Additional relative efficiency to assess the overall performance of heat pump-based heating systems,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 159, pp. 1-13, 2019.
- [73] T. Yassen, N. Mokhlif y M. Eleiwi, «Performance investigation of an integrated solar water heater with corrugated absorber surface for domestic use,» *Renewable Energy*, vol. 138, pp. 852-860, 2019.
- [74] G. Xu, X. Zhang y S. Deng, «A simulation study on the operating performance of a solar-air source heat pump water heater,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 1257-1265, 2006.
- [75] J. Duffie y W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, New Jersey: Wiley & Sons, Inc., 2013.

- [76] 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,» *Elsevier - Energy Procedia*, vol. 90, pp. 635-644, 2016.
- [77] E. Safijahanshahi, y M. Salmanzadeh, «Performance simulation of combined heat pump with unglazed transpired solar collector,» *Solar Energy*, vol. 180, pp. 575-593, 2019.
- [78] M. Kuan, Y. Shakir, M. Mohanraj, Y. Belyayev, S. Jayara y A. Kaltayev, «Numerical simulation of a heat pump assisted solar dryer for continental climates,» *Renewable Energy*, vol. 143, pp. 214-225, 2019.
- [79] Danfoss, «BD35F Direct Current Compressor,» [En línea]. Available: [http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/06/Danfoss\\_bd35f\\_r134a\\_12-24vdc\\_06-2011\\_dehc100d702.pdf](http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/06/Danfoss_bd35f_r134a_12-24vdc_06-2011_dehc100d702.pdf). [Último acceso: 03 Septiembre 2019].
- [80] 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. 1407, n° 30, p. 1401, 2007.
- [81] C. Liu, Z. Wang, W. Han, Q. Kang y M. Liu, «Working domains of a hybrid absorption-compression heat pump for industrial applications,» *Energy Conversion and Management*, vol. 195, pp. 226-235, 2019.
- [82] D. Cuji, A. Aguirre y W. Quitiaquez, «Evaluación experimental del comportamiento del refrigerante R134a utilizado como fluido de trabajo en un colector/evaporador de placa plana de 0.08 m<sup>2</sup>,» [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/17119/1/UPS-ST004068.pdf>. [Último acceso: 22 Noviembre 2019].
- [83] W. Huang, J. Ji, N. Xu y G. Li, «Frosting characteristics and heating performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump for space heating under frosting conditions,» *Elsevier - Applied Energy*, n° 171, pp. 656-666, 2016.
- [84] E. Torres-Reyes y J. Cercantes de Gortari, «Optimal performance of an irreversible solar-assisted heat pump,» *Exergy, an International Journal*, vol. 1, pp. 107-111, 2001.
- [85] R. Tripathi y G. Tiwari, «Annual performance evaluation (energy and exergy) of fully covered concentrated photovoltaic thermal (PVT) water collector: An experimental validation,» *Elsevier - Solar Energy*, pp. 180-190, 2017.
- [86] H. Xu y Y. Dai, «Parameter analysis and optimization of a two-stage solar assisted heat pump desalination system based on humidification-dehumidification process,» *Solar Energy*, vol. 187, pp. 185-198, 2019.
- [87] R. Caizatoa, C. Chamorro y W. Quitiaquez, «análisis de la eficiencia de transferencia de calor utilizando un condensador con recirculación en un sistema de refrigeración por compresión de vapor,» [En línea]. Available:

- <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/17679/1/UPS%20-%20ST004261.pdf>. [Último acceso: 18 Septiembre 2019].
- [88] E. Chávez, P. Pachacama y W. Quitiaquez, «Análisis comparativo del rendimiento en una bomba de calor utilizando una válvula de expansión termostática y una electrónica mediante el uso del refrigerante r600a,» [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/17618/1/UPS%20-%20ST004213.pdf>. [Último acceso: 13 Septiembre 2019].
- [89] R. Figliola y D. Beasley, *Theory and Design for Mechanical Measurements*, New Jersey: Jhon Wiley & Sons, Inc., 2015.
- [90] R. Oliviera, R. Reis, R. Koury y L. Machado, «Transient Model of a Static Evaporator for an Air-Water Heat Pump,» *Engenharia Térmica (Thermal Engineering)*, vol. 10, pp. 7-14, 2011.
- [91] I. Simbaña, V. Toaquiza y W. Quitiaquez, «Diseño y construcción de una bomba de calor asistida por energía solar utilizada para el calentamiento de agua con una capacidad de 60 l/día,» [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/14974/4/UPS-KT01454.pdf>. [Último acceso: 22 Noviembre 2019].
- [92] Y. A. Cengel y M. A. Boles, *Termodinámica*, México D.F: McGraw-Hill Interamericana, 2006.
- [93] X. Kong, P. Sun, K. Jiang, S. Dong, Y. Li y J. Li, «A variable frequency control method and experiments of a direct-expansion,» *Solar Energy*, 2018.
- [94] G. Nouri, Y. Noorollahi y H. Yousefi, «Designing and optimization of solar assisted ground source heat pump system to supply heating, cooling and hot water demands,» *Geothermics*, vol. 82, pp. 212-231, 2019.

# ANEXOS



## BD35F Direct Current Compressor R134a, 12-24V DC, 10-45V Solar & 100-240V AC 50/60Hz

### General

Code number (without electronic units)	101Z0200
Electronic unit - standard	101N0210, 30 pcs: 101N0211
Electronic unit 12-24V DC - with metal shielding	101N0220, 30 pcs: 101N0221
Electronic unit 12-24V DC - high start performance	101N0230, 30 pcs: 101N0231
Electronic unit 12-24V DC - AEO & metal shielding	101N0320, 30 pcs: 101N0321
Electronic unit 10-45V - solar applications	101N0400, 30 pcs: 101N0401
Electronic unit 12-24V DC & 100-240V AC 50/60Hz	101N0500, 36 pcs: 101N0501
Electronic unit 12-24V DC - automotive applications	101N0600, 30 pcs: 101N0601
Electronic unit 12-24V DC - automotive applications	101N0630, 30 pcs: 101N0631
Approved compressor - electronic unit combinations	refer to <i>Instructions</i> for 101N0xxx
Additional approvals	ø4, C-Tick
Compressors on pallet	150

### Application

Application	LBP/MBP/HBP
Evaporating temperature °C	-30 to 0 (10)
Voltage range (DC & AC)	12-24V DC & 100-240V AC 50/60Hz 10-45V DC for solar applications
Max. condensing temperature continuous (short) °C	60 (70)
Max. winding temperature continuous (short) °C	125 (135)

### Cooling requirements

Application	LBP	MBP	HBP
32°C	S	S	S
38°C	S	S	S
43°C	S	S	S

Remarks on application: Fan cooling F<sub>1</sub> depending on application and speed.

### Motor

Motor type	Variable speed
Resistance, all 3 windings (25°C) Ω	2.2

### Design

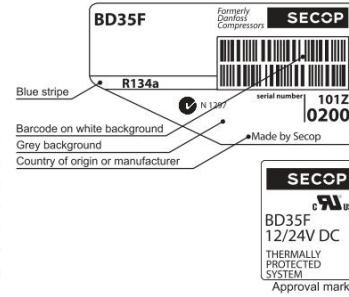
Displacement	cm <sup>3</sup>	2.00
Oil quantity (type)	cm <sup>3</sup>	150 (polyolester)
Maximum refrigerant charge	g	300
Free gas volume in compressor	cm <sup>3</sup>	870
Weight - Compressor/Electronic unit	kg	4.3/0.25

### Standard battery protection settings (refer to 101N0xxx *Instructions* for optional settings)

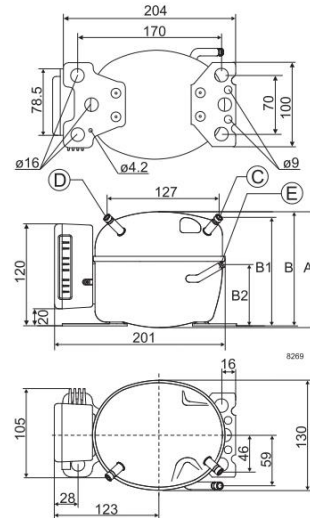
Voltage	12V	24V
Cut out VDC	10.4	22.8
Cut in VDC	11.7	24.2

### Dimensions

Height	mm	A	137
		B	135
		B1	128
		B2	73
Suction connector	location/I.D. mm   angle	C	6.2   41.5°
	material   comment		Cu-plated steel   Al cap
Process connector	location/I.D. mm   angle	D	6.2   45°
	material   comment		Cu-plated steel   Al cap
Discharge connector	location/I.D. mm   angle	E	5.0   21°
	material   comment		Cu-plated steel   Al cap
Connector tolerance	I.D. mm		±0.09, on 5.0 +0.12/+0.20
Remarks:			



- S = Static cooling normally sufficient
- O = Oil cooling
- F<sub>1</sub> = Fan cooling 1.5 m/s (compressor compartment temperature equal to ambient temperature)
- F<sub>2</sub> = Fan cooling 3.0 m/s necessary
- SG = Suction gas cooling normally sufficient
- = not applicable in this area



Capacity (EN 12900 Household/CECOMAF)											12V DC, static cooling					watt
rpm \ °C	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-5	0	5	7.2	10	15				
2,000	15.8	23.9	26.9	33.1	43.8	56.6	71.7	89.9	111	122	136					
2,500	20.2	29.9	33.5	41.2	54.6	70.7	89.7	112	139	152						
3,000	22.5	32.4	36.5	45.4	61.8	81.7	105	133								
3,500	26.2	35.9	40.4	50.5	69.8	93.6	122									

Capacity (ASHRAE LBP)											12V DC, static cooling					watt
rpm \ °C	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-5	0	5	7.2	10	15				
2,000	19.5	29.4	33.1	40.7	54.0	69.8	88.6	111	137	151	169					
2,500	24.9	36.8	41.3	50.7	67.3	87.1	111	139	172	189						
3,000	27.7	39.9	44.9	55.9	76.1	101	130	164								
3,500	32.2	44.2	49.7	62.2	86.0	115	150									

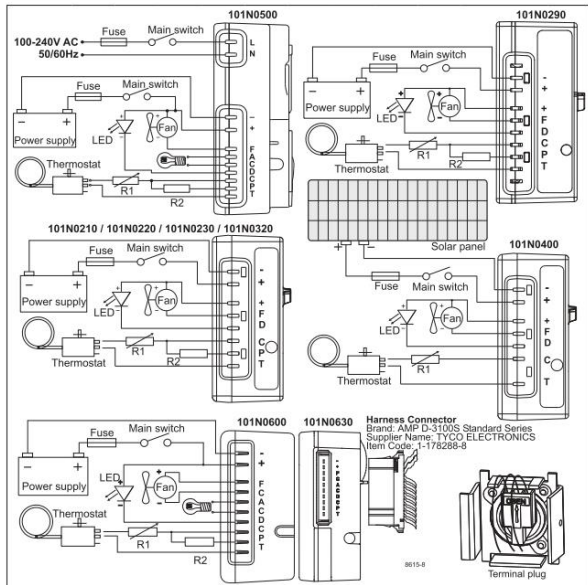
Power consumption											12V DC, static cooling					watt
rpm \ °C	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-5	0	5	7.2	10	15				
2,000	17.6	23.4	25.3	28.7	33.6	38.3	43.0	48.0	53.4	56.0	59.5					
2,500	23.3	30.9	33.3	37.8	44.1	50.2	56.2	62.3	68.7	71.7						
3,000	29.9	36.0	38.3	43.0	50.7	58.7	66.8	74.8								
3,500	36.0	42.8	45.4	50.8	59.5	68.9	78.5									

Current consumption (for 24V applications the following must be halved)																A
rpm \ °C	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-5	0	5	7.2	10	15				
2,000	1.5	2.0	2.1	2.4	2.8	3.2	3.6	4.0	4.5	4.67	5.0					
2,500	1.9	2.6	2.8	3.2	3.7	4.2	4.7	5.2	5.8	5.98						
3,000	2.5	3.0	3.2	3.6	4.2	4.9	5.6	6.2								
3,500	3.0	3.6	3.8	4.3	5.0	5.7	6.5									

COP (EN 12900 Household/CECOMAF)											W/W				
rpm \ °C	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-5	0	5	7.2	10	15			
2,000	0.90	1.02	1.06	1.15	1.31	1.48	1.67	1.87	2.08	2.17	2.29				
2,500	0.87	0.97	1.01	1.09	1.24	1.41	1.60	1.80	2.02	2.12					
3,000	0.75	0.90	0.95	1.06	1.22	1.39	1.58	1.78							
3,500	0.73	0.84	0.89	1.00	1.17	1.36	1.55								

COP (ASHRAE LBP)											W/W				
rpm \ °C	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-5	0	5	7.2	10	15			
2,000	1.10	1.25	1.31	1.42	1.61	1.82	2.06	2.31	2.57	2.70	2.84				
2,500	1.07	1.19	1.24	1.34	1.53	1.74	1.97	2.23	2.50	2.63					
3,000	0.93	1.11	1.17	1.30	1.50	1.72	1.95	2.20							
3,500	0.89	1.03	1.09	1.23	1.44	1.68	1.91								

Test conditions	EN 12900/CECOMAF	ASHRAE LBP
Condensing temperature	55°C	54.4°C
Ambient temperature	32°C	32°C
Suction gas temperature	32°C	32°C
Liquid temperature	no subcooling	32°C



Danfoss can accept no responsibility for possible errors in catalogues, brochures and other printed material. Danfoss reserves the right to alter its products without notice. This also applies to products already on order provided that such alterations can be made without subsequent changes being necessary in specifications already agreed. All trademarks in this material are property of the respective companies. Danfoss and the Danfoss logotype are trademarks of Danfoss A/S. All rights reserved.

Error code	Error type
5	<b>Thermal cut-out of electronic unit</b> (If the refrigeration system has been too heavily loaded, or if the ambient temperature is high, the electronic unit will run too hot).
4	<b>Minimum motor speed error</b> (If the refrigeration system is too heavily loaded, the motor cannot maintain minimum speed at approximately 1,850 rpm).
3	<b>Motor start error</b> (The rotor is blocked or the differential pressure in the refrigeration system is too high (>5 bar)).
2	<b>Fan over-current cut-out</b> (The fan loads the electronic unit with more than 1A <sub>peak</sub> ).
1	<b>Battery protection cut-out</b> (The voltage is outside the cut-out setting).

Compressor speed			
Electronit unit	Resistor (R1) [Ω]	Motor speed	Control circuit current [mA]
Code number	calculated values	[rpm]	
101N0210	0	2,000	5
101N0220	277	2,500	4
101N0500	692	3,000	3
101N0600	1523	3,500	2
101N0630	0	AEO	6
101N0320	173	2,000	5
101N0400 with AEO	450	2,500	4
	865	3,000	3
	1696	3,500	2

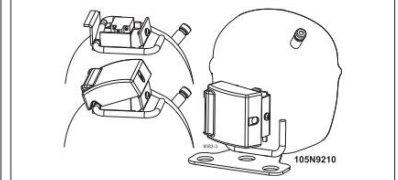
In AEO (Adaptive Energy Optimizing) speed mode the BD compressor will always adapt its speed to the actual cooling demand.

Wire Dimensions DC						
Size	Cross section	AWG	Max. length* 12V operation		Max. length* 24V operation	
			[m]	[ft.]	[m]	[ft.]
2.5	[mm²]	12	2.5	8	5	16
4	[Gauge]	12	4	13	8	26
6		10	6	20	12	39
10		8	10	33	20	66

\*Length between battery and electronic unit

**Wire Dimensions AC**  
Cross section min. 0.75 mm² or AWG 18

Accessories for BD35F		Code number
Bolt joint for one comp.	Ø:16 mm	118-1917
Bolt joint in quantities	Ø:16 mm	118-1918
Snap-on in quantities	Ø:16 mm	118-1919
Remote kit (without cable)		105N9210



AC line cord UL approved		105N9520
AC line cord VDE approved		105N9530
DC usage:	Automobile fuse 12V: 15A DIN 7258	Not deliverable from Secop
	Main switch min. 20A	
AC usage:	Fuse, 100-240V min. 4A	Not deliverable from Secop
	Main switch min. 6A	

Anexo 1. Hoja técnica del compresor BD35F. (Continuación).



# E<sup>2</sup>V

## La nueva tecnología de la expansión en todas las aplicaciones frigoríficas

### Ahorro energético

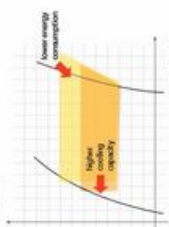
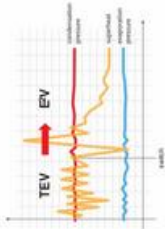
El amplio campo de trabajo por diferencial de presión variable y la precisión en términos de regulación, permiten ahorros energéticos de gran importancia. El uso de la tecnología **E<sup>2</sup>V** asegura un ahorro energético que permite la amortización en tiempo extremadamente reducidos.

Además, está demostrado y comprobado en campo que, en el caso de grupos frigoríficos para refrigeración comercial, la reducción de los consumos alcanzable utilizando la **E<sup>2</sup>V** en conjunto con un control flotante de la presión de condensación se establece en una media anual del 15% con picos estacionales incluso del 30%.

Resultados análogos son alcanzables en todas las aplicaciones frigoríficas en funcionamiento todo el año.

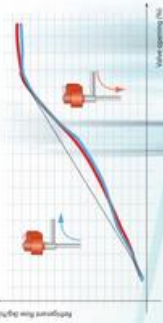
### Precisión de regulación

La **E<sup>2</sup>V** se distingue por la notable calidad de regulación y por la capacidad de alcanzar rápidamente la estabilidad de la máquina y mantenerla consistentemente. Este último aspecto resulta óptimo en las aplicaciones para el acondicionamiento de precisión, telefonía (shelter), refrigeración industrial, de hecho, además del ahorro energético, la **E<sup>2</sup>V** permite una notable mejora de las prestaciones y una estabilidad de funcionamiento segura.



### Amplio campo de trabajo

La variación equipotencial del caudal de refrigerante con el grado de apertura de la **E<sup>2</sup>V** en ambas direcciones, permite una elevada precisión de la regulación en todas las aplicaciones, incluso con caudales bajos.



### Bidireccionalidad

Las válvulas **E<sup>2</sup>V** mantienen las mismas características de flujo, y por lo tanto, de precisión, en ambos sentidos de funcionamiento permitiendo así la instalación en bombas de calor reversibles con la sustitución de dos válvulas de expansión tradicionales. En un sentido y en el otro la capacidad frigorífica es, de hecho, la misma y lo mismo ocurre con la linealidad del flujo.

### Sistemas de control

CAREL ofrece múltiples soluciones para la gestión de las válvulas de expansión electrónicas **E<sup>2</sup>V**. El funcionamiento de la **E<sup>2</sup>V** se basa en el control del sobrecalentamiento del refrigerante con algunas regulaciones opcionales según el control utilizado (MOP, LOP): para el cálculo de estas informaciones es necesario colocar a la salida del evaporador una sonda de temperatura y una de presión.

La expansión del refrigerante se gestiona mediante el algoritmo de regulación propietario CAREL que calcula en tiempo real la posición óptima del obturador y, por medio de un motor, lo mueve gracias al motor paso-paso integrado en las **E<sup>2</sup>V**. Es posible gestionar la lectura de las sondas, el algoritmo de control y el motor de movimiento con dispositivos de tipo integrado o por medio de módulos separados. En el primer caso los dispositivos están integrados en el controlador principal (un ejemplo puede ser el Mastercase con motor EEV integrado).

En el segundo caso el módulo separado **EVD400** puede ser controlado por un controlador programable (PCO), por un controlador paramétrico (PCZ) o por una simple entrada digital que se puede sacar de cualquier instrumento paramétrico CAREL o de otros fabricantes. Por lo que respecta al uso de controladores programables, gracias al Sistema EasyTools es posible personalizar en el controlador principal

el algoritmo de control para adaptar la gestión a las exigencias específicas de la instalación (bombeo, deshumectación bajo demanda). Para los controladores paramétricos, por el contrario, las funciones preprogramadas contribuyen una definición completa para las exigencias de instalaciones estándar.

**Supervisión:** también es posible realizar un mantenimiento preventivo y un gestión eficaz de las alarmas por medio del sistema de supervisión (local o remoto) a través de la monitorización del valor de recalentamiento del refrigerante y del grado de apertura de la **E<sup>2</sup>V** y de los otros parámetros procedentes de las distintas entradas del controlador.



# E<sup>2</sup>V

## Características técnicas

### E<sup>2</sup>V

Compatibilidad	R22, R134a, R404A, R407C, R410A, R744, R507A
Máx. Presión de trabajo (MOP)	hasta 42 bar
Máx. ΔP de trabajo (MOPD)	35 bar
P.E.D.	N/A: Gr. 1, art. 3, par. 3
Temperatura del refrigerante	-40T65 °C
Temperatura ambiente	-30T50 °C

**Estátor E<sup>2</sup>V** - Estátor bipolar de baja tensión (2 fases - 24 expansiones bipolares)

Corriente de fase	450 mA
Frecuencia del motor	50 Hz ±10
Resistencia de fase (25 °C / 77 °F)	36 Ω ±10%
Índice de protección	IP65 con conector E2VCON* IP67 con cable E2VCAB*
Ángulo de paso	15°
Avance lineal/paso	0,03 mm
Conexiones	4 hilos (AWG 18/22)
Pasos de regulación	480

## Códigos

Se muestran a continuación los códigos actualmente disponibles de las **E<sup>2</sup>V**. Para exigencias no contempladas en el presente, y para más información, contactar con Carel (e-mail: eev-technology@carel.com).

### Válvulas

E2V**BS000	Sin conexiones, tubos de acero inox. 10 mm
E2V**BSF00	Conexiones de cobre 12 mm - 12 mm ODF
E2V**BSM00	Conexiones de cobre 16 mm - 16 mm ODF
E2V**BRB00	Conexiones de latón roscadas, 3/8"-1/2" SAE

Los paquetes de válvulas no incluyen el conector.

### Opciones/recambios

E2VCON000	Paquete de 5 conectores para cablear IP65
E2VCAB0600	Cable-conector moldeado 6 m IP67
E2VCAB0300	Cable-conector moldeado 3 m IP67
E2VSTA0200	Estátor de recambio para E2V*B*

## E<sup>2</sup>V - capacidad frigoríficas (1)

**Acondicionamiento - Condensación= 38 °C Evaporación= 4,4 °C**

	R22	R134a	R404A	R410A	R407C	R507A
E2V09	2,6	2,0	1,8	3,1	2,6	1,8
E2V11	4,5	3,5	3,3	5,4	4,7	3,2
E2V14	6,9	5,3	5,0	8,3	7,1	4,9
E2V18	9,9	7,6	7,1	11,8	10,1	6,9
E2V24	19,6	15,1	14,1	23,6	20,2	13,8
E2V35	39,5	30,3	28,4	47,5	40,6	27,7

**Subenfriamiento 1°C**

**Refrigeración TN - Condensación= 40 °C Evaporación= -15 °C**

E2V09	2,9	2,2	2,1	3,6	3,0	2,0
E2V11	5,2	3,9	3,7	6,4	5,3	3,6
E2V14	8,0	6,0	5,7	9,8	8,0	5,5
E2V18	11,4	8,5	8,0	13,9	11,5	7,8
E2V24	22,6	16,9	16,0	27,6	22,9	15,6
E2V35	45,5	34,0	32,2	55,6	46,2	31,5

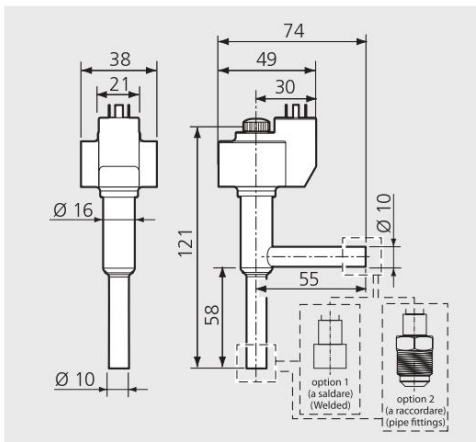
**Subenfriamiento 5°C**

**Refrigeración BT - Condensación= 40 °C Evaporación= -40 °C**

E2V09	3,0	2,1	2,0	3,6	2,9	1,9
E2V11	5,3	3,8	3,5	6,4	5,2	3,4
E2V14	8,1	5,8	5,4	9,9	8,0	5,2
E2V18	11,5	8,2	7,6	14,0	11,3	7,4
E2V24	23,0	16,3	15,2	27,9	22,6	14,8
E2V35	46,3	32,9	30,5	56,2	45,5	29,8

**Subenfriamiento 5°C**

(1) Pérdida de presión en la unidad de condensación 0,5 bar, Pérdida de presión de la unidad de evaporación 0,5 bar.

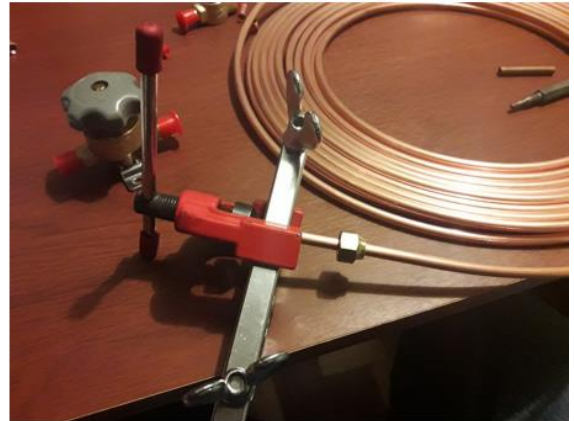


# CAREL

CAREL S.p.A.  
Via dell'Industria, 11 - 35020 Brugine - Padova (Italy)  
Tel. (+39) 0499 716611 - Fax (+39) 0499 716600  
carel@carel.com - www.carel.com

CAREL reserves the right to modify the features of its products without prior notice.

© CAREL S.p.A. 2006 all rights reserved Cod. 4302235244 - rel. 1.4 - 30.08.2007



Anexo 3. Proceso constructivo del sistema DX-SAHP.



Anexo 3. Proceso constructivo del sistema DX-SAHP. (Continuación)

Equations Window

"Temperatura de entrada al compresor" T1=12,6  
 "Temperatura de salida del compresor" T2=44,1  
 "Presión de entrada al compresor" P1=211,64  
 "Presión de salida del compresor" P2=515,01  
 "Presión de salida del condensador" P3=483,98  
 "Presión de entrada al evaporador" P4=204,75

x1=0 "Líquido saturado"  
 x2=1 "Vapor saturado"  
 Sr=2800 "Velocidad rotativa del compresor [rpm]"  
 n=0,95 "Eficiencia volumétrica (Tesis Simbaña Toaquiza)"  
 Vd=0,000003 "Volumen de desplazamiento [m<sup>3</sup>]"

mu=Viscosity(R600a;P=P2;T=T2)

hf=enthalpy(R600a;P=P1;x=x1) "Entalpía en el punto de líquido saturado"  
 hg=enthalpy(R600a;P=P1;x=x2) "Entalpía en el punto de vapor saturado"

v1=volume(R600a;T=T1;P=P1)  
 h1=enthalpy(R600a;P=P1;T=T1)  
 h2=enthalpy(R600a;T=T2;P=P2)  
 h3=enthalpy(R600a;P=P3;x=x1)  
 h3=h4 "Expansión isentálpica"

s4=entropy(R600a;P=P4;h=h4)  
 s1=entropy(R600a;P=P1;T=T1)  
 s2=entropy(R600a;P=P2;T=T2)  
 s3=entropy(R600a;P=P3;x=x1)  
 T\_sat=T\_sat(R600a;P=P1)  
 T\_sat1=T\_sat(R600a;P=P2)  
 sigma=sigma\_LJ(R600a)

x4=(h4-hf)/(hg-hf)  
 v4=Volume(R600a;h=h4;P=P4)  
 rho=Density(R600a;h=h4;P=P4)

m=Sr\*n\*Vd\*2\*pi/(60\*v1)  
 COP=(h2-h3)/(h2-h1)

Solution

Main

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

COP = 7,511 h1 = 573,3  
 h2 = 617,1 h3 = 288,2  
 h4 = 288,2 hf = 220,4  
 hg = 566,8 m = 0,004635  
 μ = 0,000008334 n = 0,95  
 P1 = 211,6 P2 = 515  
 P3 = 484 P4 = 204,8  
 ρ = 26,12 s1 = 2,325  
 s2 = 2,355 s3 = 1,301  
 s4 = 1,314 σ = 5,278E-10 [m]  
 Sr = 2800 T1 = 12,6  
 T2 = 44,1 T\_sat = 8,777  
 T\_sat1 = 38,85 v1 = 0,1803  
 v4 = 0,03828 Vd = 0,000003  
 x1 = 0 x2 = 1  
 x4 = 0,1956

X Line: 11 Char: 46 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Anexo 4. Solución con EES para la prueba a 40 ° a las 12:30.

Tiempo [min]	T <sub>comp, in</sub> [°C]	T <sub>comp, out</sub> [°C]	T <sub>cond, out</sub> [°C]	T <sub>erap, in</sub> [°C]	P <sub>comp, in</sub> [kPa]	P <sub>comp, out</sub> [kPa]	P <sub>cond, out</sub> [kPa]	P <sub>erap, in</sub> [kPa]	T <sub>agua</sub> [°C]	T <sub>amb</sub> [°C]	Radiación [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>T</sub> [W/m <sup>2</sup> ] $I_T = I \cos(\theta) + I_D$	COP $COP = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$	Q <sub>erap</sub> [W] $\dot{Q}_{erap} = \dot{m}_v (h_{v,erap} - h_{v,w})$	η [%] $\eta = \frac{\dot{Q}_{erap}}{I_T \cdot A}$	h <sub>1gP1yT1</sub> [kJ/kg]	h <sub>2gP2yT2</sub> [kJ/kg]	h <sub>3gP3y=0</sub> [kJ/kg]	h <sub>4h3-h4</sub> [kJ/kg]	m [kg/s] $\dot{m} = \frac{\dot{m}_v \cdot V_v}{V_w}$	V <sub>erap, in</sub> [m <sup>3</sup> /kg]	Calidad $X = \frac{h_3 - h_{f@P3, in}}{h_{g@P3, in} - h_{f@P3, in}}$
0	8,0	34,6	26,9	1,8	204,75	308,17	253,01	218,54	17,9	18,0	344,0	332,31	8,93	151,73	0,4566	565,8	607,8	233,5	233,5	0,004566	0,00707	0,0444
5	9,9	37,2	29,5	2,0	218,54	342,64	287,48	218,54	22,7	18,7	405,2	391,43	8,60	157,93	0,4035	568,4	611,1	243,3	243,3	0,004858	0,01191	0,0597
10	11,4	39,7	35,2	2,9	218,54	377,12	321,96	225,43	25,0	19,2	456,0	440,51	8,34	153,77	0,3491	570,9	614,4	252,2	252,2	0,004825	0,01482	0,0854
15	11,7	41,1	37,1	3,1	218,54	411,59	356,43	225,43	27,8	19,7	499,0	482,05	8,03	149,60	0,3103	571,4	615,6	260,9	260,9	0,004818	0,01898	0,1104
20	12,0	42,6	39,2	3,1	218,54	446,06	390,90	225,43	30,8	20,4	510,5	493,16	7,72	145,85	0,2958	571,9	617,1	268,8	268,8	0,004812	0,02278	0,1334
25	13,6	44,8	40,6	3,2	225,43	480,54	425,38	232,33	34,3	20,6	566,6	547,35	7,55	147,24	0,2690	574,3	619,9	276,3	276,3	0,004941	0,02472	0,1490
30	14,1	45,4	41,3	6,3	246,11	515,01	459,85	253,01	36,5	20,7	598,2	577,88	7,41	157,70	0,2729	574,2	619,6	283,4	283,4	0,005423	0,02343	0,1521
35	16,9	48,7	44,1	7,3	246,11	583,96	528,80	259,90	40,0	21,0	639,6	617,87	7,40	151,23	0,2448	579,1	623,2	296,7	296,7	0,005355	0,02769	0,1909
40	17,7	50,5	45,9	8,5	266,80	618,43	563,27	273,69	42,6	21,2	674,3	651,39	7,03	161,20	0,2475	579,5	625,3	302,9	302,9	0,005828	0,02747	0,1927
45	18,5	52,7	48,3	8,7	266,80	652,91	597,75	273,69	45,0	21,3	683,9	660,66	6,734	157,98	0,2391	580,9	628,3	308,8	308,8	0,005806	0,0299	0,2104

Anexo 5. Resultados de la prueba a 30 ° el 24 de junio del 2019.

T <sub>cond, out</sub> [°C]	T <sub>erap, in</sub> [°C]	P <sub>comp, in</sub> [kPa]	P <sub>comp, out</sub> [kPa]	P <sub>cond, out</sub> [kPa]	P <sub>erap, in</sub> [kPa]	T <sub>agua</sub> [°C]	T <sub>amb</sub> [°C]	Radiación [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>T</sub> [W/m <sup>2</sup> ] $I_T = I \cos(\theta) + I_D$	COP $COP = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$	Q <sub>erap</sub> [W] $\dot{Q}_{erap} = \dot{m}_v (h_{v,erap} - h_{v,w})$	η [%] $\eta = \frac{\dot{Q}_{erap}}{I_T \cdot A}$	h <sub>1gP1yT1</sub> [kJ/kg]	h <sub>2gP2yT2</sub> [kJ/kg]	h <sub>3gP3y=0</sub> [kJ/kg]	h <sub>4h3-h4</sub> [kJ/kg]	m [kg/s] $\dot{m} = \frac{\dot{m}_v \cdot V_v}{V_w}$	V <sub>erap, in</sub> [m <sup>3</sup> /kg]	Calidad $X = \frac{h_3 - h_{f@P3, in}}{h_{g@P3, in} - h_{f@P3, in}}$
30,0	2,3	204,75	359,88	294,38	218,54	17,9	18,0	335,9	308,74	9,53	146,41	0,4742	566,0	603,6	245,20	245,20	0,004564	0,01284	0,0781
33,2	2,5	211,64	377,12	328,85	218,54	22,8	18,1	394	362,15	9,26	147,47	0,4072	567,7	605,7	254,20	254,20	0,004704	0,01724	0,0974
35,8	2,7	211,64	411,59	380,56	225,43	27,7	18,3	478,8	440,09	8,23	141,90	0,3224	569,9	611,9	266,50	266,50	0,004677	0,02167	0,1329
38,2	3,4	218,54	446,06	397,80	225,43	30,4	18,5	504,80	463,99	7,57	145,01	0,3125	570,6	616,3	270,30	270,30	0,004829	0,02352	0,1378
40,2	4,6	225,43	480,54	432,27	232,33	33,3	18,7	552,9	508,20	7,43	146,41	0,2881	573,0	618,9	277,70	277,70	0,004958	0,02539	0,1532
42,7	5,2	232,33	515,01	466,75	239,22	36,6	19,1	612,4	562,89	6,86	149,63	0,2658	573,0	622,9	280,70	280,70	0,005119	0,02519	0,1560
44,0	5,5	239,22	549,48	501,22	246,11	39,8	19,5	635,5	584,12	6,65	148,80	0,2547	574,5	624,6	291,50	291,50	0,005258	0,02846	0,1815
45,2	6,2	246,11	583,96	552,93	253,01	42,6	19,8	659,3	606,00	6,58	148,42	0,2449	575,8	625	301,00	301,00	0,005401	0,03107	0,2037
47,2	6,6	253,01	618,43	587,41	259,90	45,2	20,1	686,9	631,37	6,17	149,51	0,2368	576,3	628,3	307,10	307,10	0,005554	0,03211	0,2159

Anexo 6. Resultados de la prueba a 35 ° el 31 de julio del 2019.

Tiempo [min]	T <sub>comp, in</sub> [°C]	T <sub>comp, out</sub> [°C]	T <sub>cond, out</sub> [°C]	T <sub>erap, in</sub> [°C]	P <sub>comp, in</sub> [kPa]	P <sub>comp, out</sub> [kPa]	P <sub>cond, out</sub> [kPa]	P <sub>erap, in</sub> [kPa]	T <sub>agua</sub> [°C]	T <sub>amb</sub> [°C]	Radiación [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>T</sub> [W/m <sup>2</sup> ] $I_T = I \cos(\theta) + I_D$	COP $COP = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$	Q <sub>erap</sub> [W] $\dot{Q}_{erap} = \dot{m}_v (h_{v,erap} - h_{v,w})$	η [%] $\eta = \frac{\dot{Q}_{erap}}{I_T \cdot A}$	h <sub>1gP1yT1</sub> [kJ/kg]	h <sub>2gP2yT2</sub> [kJ/kg]	h <sub>3gP3y=0</sub> [kJ/kg]	h <sub>4h3-h4</sub> [kJ/kg]	m [kg/s] $\dot{m} = \frac{\dot{m}_v \cdot V_v}{V_w}$	V <sub>erap, in</sub> [m <sup>3</sup> /kg]	Calidad $X = \frac{h_3 - h_{f@P3, in}}{h_{g@P3, in} - h_{f@P3, in}}$
0	8,7	32,9	30,6	1,0	190,96	342,64	311,62	190,96	18,1	17,7	339,8	252,40	9,76	134,25	0,5319	567,7	604	249,80	249,80	0,004223	0,02198	0,1046
5	9,3	34,3	32,0	1,2	190,96	342,64	311,62	190,96	24,7	18,1	392,7	291,69	9,60	134,29	0,4604	568,7	605,8	249,80	249,80	0,004211	0,02198	0,1046
10	9,9	36,7	34,0	1,4	197,85	377,12	346,09	197,85	26,7	18,2	445,5	330,91	8,89	135,69	0,4100	569,4	608,8	258,40	258,40	0,004363	0,02468	0,1226
15	10,0	38,2	35,7	1,8	197,85	411,59	380,56	197,85	28,9	17,3	485,9	360,92	8,46	132,18	0,3662	569,6	610,2	266,50	266,50	0,004361	0,02902	0,1458
20	10,7	40,4	37,7	1,8	204,75	446,06	415,04	201,30	32,0	17,5	546,0	405,56	7,98	133,66	0,3296	570,4	612,9	274,10	274,10	0,004511	0,03201	0,1612
25	11,2	43,2	39,7	2,0	204,75	480,54	449,51	201,30	35,2	18,0	576,1	427,92	7,37	130,48	0,3049	571,2	616,8	281,30	281,30	0,004501	0,03582	0,1820
30	12,6	44,1	40,1	2,8	211,64	515,01	483,98	204,75	37,3	18,8	598,7	444,71	7,23	131,95	0,2967	571,6	617,1	288,20	288,20	0,004656	0,03828	0,1956
35	13,4	45,6	41,6	3,7	211,64	549,48	518,46	211,64	39,5	19,3	617,8	458,89	7,10	129,13	0,2814	573,0	618,6	294,70	294,70	0,004640	0,03939	0,2145
40	14,6	47,5	43,4	4,7	218,54	583,96	552,93	215,09	42,9	19,7	648,7	481,85	6,80	130,62	0,2711	573,8	620,8	301,00	301,00	0,004788	0,04143	0,2267
45	15,7	50,0	46,0	4,8	225,43	618,43	587,41	225,43	45,3	19,9	682,8	507,18	6,368	132,04	0,2603	574,5	624,3	307,1	307,1	0,004938	0,04113	0,2384

Anexo 7. Resultados de la prueba a 40 ° el 14 de agosto del 2019.

Tiempo [min]	T <sub>comp, in</sub> [°C]	T <sub>comp, out</sub> [°C]	T <sub>cond, out</sub> [°C]	T <sub>evap, in</sub> [°C]	P <sub>comp, in</sub> [kPa]	P <sub>comp, out</sub> [kPa]	P <sub>cond, out</sub> [kPa]	P <sub>evap, in</sub> [kPa]	T <sub>agua</sub> [°C]	T <sub>amb</sub> [°C]	Radiación [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>T</sub> [W/m <sup>2</sup> ] <i>I<sub>T</sub> = I cos(θ) + I<sub>D</sub></i>	COP <i>COP = <math>\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}</math></i>	Q <sub>evap</sub> [W] <i>Q̇<sub>evap</sub> = ṁ<sub>v</sub>(h<sub>1, evap</sub> - h<sub>1, sat</sub>)</i>	η [%] <i>η = <math>\frac{Q̇_{evap}}{I_T A}</math></i>	h <sub>1@p1 y T1</sub> [kJ/kg]	h <sub>2@p2 y T2</sub> [kJ/kg]	h <sub>3@p3 y s=0</sub> [kJ/kg]	h <sub>4@p4</sub> [kJ/kg]	m [kg/s] <i>ṁ = <math>\frac{V_{in} \rho_{in} V_f}{V_{in}}</math></i>	V <sub>evap, in</sub> [m <sup>3</sup> /kg]	Calidad <i>X = <math>\frac{h_2 - h_{f@p, sat, in}}{h_{g@p, sat, in} - h_{f@p, sat, in}}</math></i>
0	8,4	34,7	29,9	1,2	204,75	301,27	259,90	211,64	17,8	17,6	355,5	286,93	8,94	150,82	0,5257	566,5	608,2	235,6	235,6	0,004558	0,00941	0,0503
5	9,6	36,0	32,9	2,0	211,64	342,64	294,38	218,54	23,5	17,8	416,4	336,08	8,93	151,75	0,4515	568,2	608,9	245,2	245,2	0,004698	0,01284	0,0716
10	10,4	38,8	35,4	2,1	211,64	377,12	328,85	218,54	27,3	18,3	446,7	360,53	8,31	147,64	0,4095	569,6	612,7	254,2	254,2	0,004681	0,01724	0,0974
15	10,9	41,5	37,9	2,2	218,54	411,59	363,33	225,43	30,2	18,8	491,3	396,53	7,64	148,76	0,3751	570,1	616,4	262,5	262,5	0,004836	0,01976	0,1152
20	11,6	42,7	39,4	2,3	218,54	446,06	397,80	225,43	32,1	19,2	524,9	423,65	7,54	145,08	0,3425	571,3	617,2	270,3	270,3	0,004820	0,02352	0,1378
25	12,8	45,5	42,0	3,3	218,54	480,54	432,27	232,33	35,3	19,9	567,1	457,71	7,17	141,71	0,3096	573,3	621,2	277,7	277,7	0,004794	0,02539	0,1593
30	13,8	47,2	43,5	4,0	239,22	549,48	501,22	239,22	37,9	20,5	598,2	482,81	6,93	148,74	0,3081	574	621,7	291,5	291,5	0,005255	0,03009	0,1815
35	14,2	49,0	44,6	5,4	239,22	583,96	535,69	246,11	40,7	21,0	608,4	491,04	6,64	145,46	0,2962	574,7	623,8	297,9	297,9	0,005255	0,03132	0,2002
40	15,0	50,9	46,8	6,1	239,22	618,43	570,17	253,01	43,2	21,3	668,5	539,55	6,44	142,42	0,2640	576,1	626,1	304,1	304,1	0,005236	0,0324	0,2182
45	15,7	52,9	48,4	6,5	246,11	652,91	604,64	259,90	45,1	21,4	689,5	556,50	6,16	143,75	0,2583	577	628,7	310	310	0,005384	0,03335	0,2300

Anexo 8. Resultados de la prueba a 45 ° el 21 de septiembre del 2019.

Tiempo [min]	T <sub>comp, in</sub> [°C]	T <sub>comp, out</sub> [°C]	T <sub>cond, out</sub> [°C]	T <sub>evap, in</sub> [°C]	P <sub>comp, in</sub> [kPa]	P <sub>comp, out</sub> [kPa]	P <sub>cond, out</sub> [kPa]	P <sub>evap, in</sub> [kPa]	T <sub>agua</sub> [°C]	T <sub>amb</sub> [°C]	Radiación [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>T</sub> [W/m <sup>2</sup> ] <i>I<sub>T</sub> = I cos(θ) + I<sub>D</sub></i>	COP <i>COP = <math>\frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}</math></i>	Q <sub>evap</sub> [W] <i>Q̇<sub>evap</sub> = ṁ<sub>v</sub>(h<sub>1, evap</sub> - h<sub>1, sat</sub>)</i>	η [%] <i>η = <math>\frac{Q̇_{evap}}{I_T A}</math></i>	h <sub>1@p1 y T1</sub> [kJ/kg]	h <sub>2@p2 y T2</sub> [kJ/kg]	h <sub>3@p3 y s=0</sub> [kJ/kg]	h <sub>4@p4</sub> [kJ/kg]	m [kg/s] <i>ṁ = <math>\frac{V_{in} \rho_{in} V_f}{V_{in}}</math></i>	V <sub>evap, in</sub> [m <sup>3</sup> /kg]	Calidad <i>X = <math>\frac{h_2 - h_{f@p, sat, in}}{h_{g@p, sat, in} - h_{f@p, sat, in}}</math></i>
0	6,6	32,7	30,1	0,2	190,96	342,64	311,62	184,06	18,0	17,5	301,3	291,07	9,12	134,00	0,4604	564,2	602,9	249,80	249,80	0,004262	0,02407	0,1046
5	7,0	34,4	31,4	0,3	197,85	377,12	346,09	190,96	26,1	18,2	362,7	350,38	8,64	135,30	0,3861	564,5	604,6	258,40	258,40	0,004420	0,02901	0,1226
10	8,8	37,1	32,7	1,6	197,85	411,59	380,56	190,96	27,7	18,5	419,9	405,64	8,42	131,96	0,3253	567,5	608,1	266,50	266,50	0,004384	0,03123	0,1458
15	9,8	38,6	35,6	2,4	204,75	446,06	415,04	197,85	30,3	18,6	489,4	472,78	8,26	133,51	0,2824	568,9	609,5	274,10	274,10	0,004529	0,03311	0,1612
20	11,4	41,6	38,4	3,1	204,75	480,54	449,51	197,85	33,0	18,7	523,6	505,82	7,89	130,55	0,2381	571,6	613,7	281,30	281,30	0,004497	0,03699	0,1820
25	12,4	44,3	40,1	3,3	204,75	515,01	483,98	204,75	35,3	18,7	580,2	560,50	7,45	127,64	0,2277	573,3	617,5	288,20	288,20	0,004477	0,03828	0,2017
30	12,9	45,1	40,8	3,6	211,64	549,48	518,46	204,75	37,4	18,9	609,3	588,61	7,38	129,20	0,2195	573,8	617,6	294,70	294,70	0,004629	0,04171	0,2145
35	13,6	46,4	42,2	3,7	211,64	583,96	552,93	204,75	39,2	19,0	627,3	606,00	7,28	126,45	0,2087	575,0	618,6	301,00	301,00	0,004615	0,04498	0,2327
40	14,7	48,4	44,5	3,8	211,64	618,43	587,41	204,75	41,5	19,3	646,6	624,64	7,10	123,92	0,1984	576,9	621,1	307,10	307,10	0,004593	0,04814	0,2501
45	15,0	48,8	45,2	4,1	218,54	618,43	587,41	218,54	43,0	19,7	671,3	648,51	7,02	128,20	0,1977	577,1	621,9	307,10	307,10	0,004748	0,04331	0,2442
50	16,2	51,7	48,1	5	225,43	652,91	621,88	225,43	45,4	20,0	696,8	673,14	6,60	129,87	0,1929	578,8	626,3	312,90	312,90	0,004884	0,04393	0,2553

Anexo 9. Resultados de la prueba a 50 ° el 19 de octubre del 2019.

