

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

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

TEMA:
EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
POR COMPRESION DE VAPOR EN FUNCIÓN DE LA CARGA DEL
REFRIGERANTE

AUTORES:
GAVIDIA DEMERA AARÓN ANDRÉS
TUTILLO GUAMÁN SANTIAGO PAUL


TUTOR:
QUITIAQUEZ SARZOSA WILLIAM GIOVANNY


Quito, agosto 2019

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Gavidia Demera Aarón Andrés, con cédula de ciudadanía N° 0802971325 y Tutillo Guamán Santiago Paúl, con cédula de ciudadanía N° 1722770219, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: "EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR EN FUNCIÓN DE LA CARGA DEL REFRIGERANTE", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.


.....
Gavidia Demera Aarón Andrés
C.I. 0802971325


.....
Tutillo Guamán Santiago Paúl
C.I. 1722770219

Quito, agosto de 2019

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación: “EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR EN FUNCIÓN DE LA CARGA DEL REFRIGERANTE”, realizado por Gavidia Demera Aarón Andrés y Tutillo Guamán Santiago Paúl, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, agosto de 2019



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

DEDICATORIA

A Vicente y Diana, mis amados padres, a su apoyo incondicional a pesar de todas las circunstancias, especialmente a mi madre principal gestora de este resultado, gracias por creer siempre en mí. A mis hermanos, Bryan y Kevin, acompañándome siempre y en todo momento. A mi tío Hugo que me ayudó en circunstancias importantes e improbables en la universidad. A mi hermosa abuela, Juana, apoyo sublime en mi vida.

A las principales razones de mi vida, Ariana, mi esposa, y Luciana, mi bella hija, elipsis y prueba incontestable de la existencia de amor en mi vida.

A ustedes siempre.

Aarón Andrés Gavidia Demera

A mis padres, Alfredo y Susana, quienes con su amor, paciencia y esfuerzo me han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más, gracias por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo y valentía, de no temer las adversidades. A mi hermano Fernando por su apoyo incondicional, durante todo este proceso, por estar conmigo en todo momento gracias.

A toda mi familia porque con sus consejos y palabras de aliento hicieron de mí una mejor persona y de una u otra forma me acompañan en todos mis sueños y metas. A todas las personas especiales que estuvieron a mi lado en esta etapa, aportando a mi formación tanto profesional y como ser humano.

Santiago Paúl Tutillo Guamán

AGRADECIMIENTO

A Dios por sobre todas las cosas, a quien se lo debemos todo. A nuestras familias, esencia de lo que somos y fruto de su amor. A la Universidad Politécnica Salesiana, por la excelente formación académica, personal y profesional, a cada uno de los docentes, personal administrativo y personas en general que forman parte de la carrera de Ingeniería Mecánica, así como su cariño, aprecio y facilidades prestadas a lo largo de la colegiatura.

Al Ing. William Quitiaquez M.Sc, nuestro tutor, quien nos brindó la oportunidad de trabajar juntos en este último proyecto de pregrado, gracias por compartir su sapiencia, tiempo y demás detalles que han dado frutos en este trabajo final. No está de más agradecer muy gentilmente al Ing. Isaac Simbaña, docente, quien de igual manera ha otorgado un gran aporte de conocimientos y directrices para la mejora y resultado final del proyecto.

Aarón y Santiago

ÍNDICE

RESUMEN.....	XIV
ABSTRACT.....	XV
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS	2
Objetivo General	2
Objetivos Específicos	2
CAPÍTULO I – MARCO CONCEPTUAL Y TEÓRICO	3
1.1 Antecedentes de la investigación.....	3
1.2 Acuerdo de París COP21	10
1.3 Sistemas de refrigeración por compresión de vapor.....	11
1.4 Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar	16
1.5 Aplicaciones de las bombas de calor asistidas por energía solar	17
1.5.1 Aplicación de calefacción	17
1.5.2 Aplicación de refrigeración.....	17
1.6 Refrigerantes	17
1.7 Historia de los refrigerantes.....	19
1.8 Clasificación de los refrigerantes	20
1.9 Métodos de cantidad de carga de refrigerante.....	24
1.9.1 Estimación de la fracción de vacío	25
1.9.2 La prueba de sobrecalentamiento	26
1.9.3 La prueba de subenfriamiento.....	26
1.9.4 Visor de vidrio	27
1.9.5 Cálculo de la cantidad de carga del refrigerante.....	27
CAPÍTULO II – MODELOS PARA DETERMINAR EL CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE CARGA DEL REFRIGERANTE.....	30
2.1 Modelo numérico de cálculo rápido	30
2.1.1 Colector/evaporador solar.....	30
2.1.2 Compresor.....	33
2.1.3 Condensador	34
2.1.4 Cantidad de carga del refrigerante en el sistema	36
2.2 Método utilizado para predecir la masa en un intercambiador de calor.....	38
2.2.1 Método de Otaki	38

2.2.2 Método de Otaki modificado	42
2.3 Método de nomograma.....	44
CAPÍTULO III – RESULTADOS, ANÁLISIS Y COSTOS.....	50
3.1 Descripción de equipos e instrumentos instalados	50
3.1.1 Diagrama esquemático del equipo DX -SAHP	50
3.1.2 Propiedades del refrigerante R600a	51
3.1.3 Instrumentación.....	51
3.2 Análisis y toma de datos.....	52
3.2.1 Tiempo de calentamiento vs. temperatura del agua	53
3.2.2 Tiempo de calentamiento del agua vs. flujo másico de refrigerante	54
3.2.3 Tiempo de calentamiento del agua vs. presión en el compresor	55
3.2.4 Tiempo de calentamiento del agua vs. <i>COP</i>	57
3.2.5 Temperatura del agua vs. <i>COP</i>	58
3.2.6 Temperatura Ambiente vs. <i>COP</i>	58
3.2.7 Radiación vs. <i>COP</i>	59
3.2.8 Radiación vs. temperatura del agua.....	61
3.3 Análisis ambiental y económico.....	62
3.3.1 Análisis económico y detalle de consumo energético.....	62
3.3.2 Análisis ambiental.....	63
CONCLUSIONES	65
RECOMENDACIONES	67
REFERENCIAS	68
ANEXOS	76

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Variaciones del compresor entre potencia eléctrica (W_{com}) y velocidad (n). 4	4
Figura 2. Efectos de la intensidad de la radiación solar en una DX-SAHP. 5	5
Figura 3. Velocidad de rotación del compresor en el rendimiento del sistema. 6	6
Figura 4. Efecto de la carga del refrigerante en el rendimiento del sistema. 7	7
Figura 5. Sistema de refrigeración por compresión de vapor. 12	12
Figura 6. Esquema del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. 13	13
Figura 7. Diagrama $T-s$ del ciclo ideal por compresión de vapor. 14	14
Figura 8. Esquema y diagrama $T-s$ del ciclo real por compresión de vapor. 15	15
Figura 9. Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar. 16	16
Figura 10. Esquema de nomenclatura para la designación de tipos de refrigerante. . 19	19
Figura 11. Progresión de los refrigerantes. 20	20
Figura 12. Compatibilidad de varios lubricantes con refrigerante HC. 22	22
Figura 13. Nomograma para determinar la de carga óptima del refrigerante. 46	46
Figura 14. Nomograma característico del sistema DX-SAHP con carga de 84 g. 48	48
Figura 15. Diagrama esquemático del equipo DX -SAHP. 50	50
Figura 16. Cambio de temperatura con respecto al tiempo. 54	54
Figura 17. Variación entre el flujo másico y tiempo de calentamiento del agua. 55	55
Figura 18. Presión a la entrada y salida del compresor. 56	56
Figura 19. Relación COP -tiempo. 57	57
Figura 20. Relación Temperatura del agua vs COP 58	58
Figura 21. Relación Temperatura Ambiente vs COP 59	59
Figura 22. Relación entre la radiación medida y el COP del sistema. 60	60
Figura 23. Relación ente la radiación medida y la temperatura del agua 62	62

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Detalle de compresores utilizados en estudios de una DX-SAHP.....	9
Tabla 2. Especificaciones de tipos de compresores según la carga de refrigerante ...	10
Tabla 3. Propiedades de los refrigerantes	18
Tabla 4. Diferentes grupos de refrigerantes y sus efectos ambientales.....	24
Tabla 5. Métodos para el cálculo de masa de refrigerante en un sistema DX-SAHP.	28
Tabla 6. Factor k de la correlación de Hughmark en función del parámetro Z.	42
Tabla 7. Métodos de cálculo de masa de refrigerante en un sistema DX-SAHP.....	47
Tabla 8. Detalle de medidas del evaporador y condensador.....	48
Tabla 9. Propiedades del refrigerante R600a.	51
Tabla 10. Detalle de instrumentos meteorológicos.....	52
Tabla 11. Descripción de las pruebas de funcionamiento.....	53
Tabla 12. Detalle de costos de materiales, suministros y equipos adquiridos.	63

ANEXOS

Anexo 1. Datos tomados y parámetros calculados con 120 g de refrigerante	76
Anexo 2. Datos tomados y parámetros calculados con 100 g de refrigerante	78
Anexo 3. Datos tomados y parámetros calculados con 80 g de refrigerante	80
Anexo 4. Datos tomados y parámetros calculados con 60 g de refrigerante	82
Anexo 5. Datos tomados y parámetros calculados con 40 g de refrigerante	84
Anexo 6. Datos tomados y parámetros calculados con 20 g de refrigerante	86

NOMENCLATURA

A	=	Área, [m ²]
c_p	=	Calor específico, [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
d	=	Diámetro de la tubería, [m]
F	=	Eficiencia de la aleta, [adimensional]
F'	=	Factor de eficiencia del colector, [adimensional]
G_r	=	Dosis de refrigerante, [g]
G	=	Flujo de masa, [kg·s ⁻¹ ·m ⁻²]
g	=	Gravedad, [m·s ⁻²]
h	=	Entalpía [kJ·kg ⁻¹]
I	=	Intensidad de la radiación solar en la placa colectora, [W·m ⁻²]
k_F	=	Coeficiente de entrada de calor del gabinete, [W·°C ⁻¹]
L, l	=	Longitud, [m]
M	=	Masa, [kg]
m	=	Caudal másico, [kg·s ⁻¹]
N	=	Velocidad de giro del compresor, [rev·min ⁻¹]
p	=	Presión, [Pa]
\dot{Q}	=	Ganancia de calor, [W]
q_∞	=	Radiación del cielo, [W·m ⁻²]
Q_0	=	Producto en frío de la unidad, [W]
R_w	=	Resistencia térmica de la pared (entre refrigerante y fluido secundario), [°C·W ⁻¹]
R_s	=	Relación de superficie entre el área secundaria y el área de refrigerante
S	=	Diferencia entre la radiación solar absorbida por el colector por unidad de área y pérdida de calor total de radiación de la superficie del colector, [W·m ⁻²]
s	=	Área de superficie de transferencia de calor, [m ²]
T	=	Temperatura absoluta, [K]
t	=	Temperatura en Celsius [°C]
U	=	Coeficiente de transferencia de calor [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
U_b	=	Número adimensional [adimensional]
V_d	=	Tasa de volumen de desplazamiento del compresor, [m ³ ·rev ⁻¹]
V	=	Volumen de refrigerante, [m ³]

W	=	Potencia consumida, [W]
w	=	Distancia entre tuberías, [m]

Símbolos griegos

α	=	Coefficiente de convección, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
γ	=	Fracción de vacío, [adimensional]
ΔT	=	La diferencia de temperatura logarítmica, [$^{\circ}C$]
δ	=	Espesor, [m]
\mathcal{E}	=	Emisividad, [adimensional]
ζ	=	Coefficiente de fuga de calor del tanque de agua, [adimensional]
η	=	Eficiencia, [adimensional]
θ	=	Absortividad, [adimensional]
κ	=	Índice politrópico del vapor del refrigerante, [adimensional]
λ	=	Coefficiente de conductividad térmica, [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
μ	=	Viscosidad dinámica, [Pa·s]
ν	=	Volumen específico, [$m^3 \cdot kg^{-1}$]
σ	=	Constante de Stefan-Boltzmann, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$]
ρ	=	Densidad, [$kg \cdot m^{-3}$]
τ	=	Tiempo de calentamiento, [min]
φ	=	Eficiencia volumétrica del compresor, [adimensional]

Subíndices

1	=	Entrada del intercambiador de calor
2	=	Salida del intercambiador de calor
3	=	Transición monofásica y bifásica
a	=	aire ambiente
bo	=	ebullición
col	=	colector
con	=	condensador
com	=	compresor
dis	=	descarga
ev	=	evaporador

<i>i</i>	=	entrada, interior
<i>L</i>	=	pérdida
<i>l</i>	=	líquido
<i>m</i>	=	promedio
<i>o</i>	=	salida, exterior
<i>pip</i>	=	tubería
<i>p</i>	=	placa del colector
<i>r</i>	=	refrigerante
<i>s</i>	=	fluido secundario
<i>sh</i>	=	sobrecalentado
<i>sp</i>	=	estado monofásico
suc	=	succión
<i>tp</i>	=	estado bifásico
<i>v</i>	=	vapor
<i>w</i>	=	agua

RESUMEN

La estimación de la cantidad de refrigerante de los sistemas de refrigeración por compresión es importante debido a que una cantidad sobre o bajo la cantidad nominal afecta negativamente al rendimiento del sistema y puede ocasionar daños en sus componentes. El presente trabajo describe un método de estimación de la cantidad de refrigerante R600a que brinde el mejor rendimiento en una bomba de expansión directa asistida por energía solar que funciona bajo un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

En primera instancia, mediante el método de Nomograma, el cual depende de la capacidad volumétrica del evaporador y condensador, se determinó que el sistema opera con una cantidad óptima de refrigerante de 84.2 g con un error del $\pm 5\%$. Para la validación experimental se realizaron pruebas variando la cantidad de refrigerante de 20 a 120 en intervalos de 20 g, durante las cuales se utilizó agua como medio de transferencia de calor en el condensador; la temperatura del agua se elevó de 18 a 50 °C en un tiempo aproximado de 66 minutos.

Por último, en este trabajo se analizó gráficamente los datos obtenidos, los que muestran el comportamiento del sistema de refrigeración con respecto a los diferentes parámetros meteorológicos y cómo se ve afectado el rendimiento del sistema de acuerdo con la cantidad de refrigerante.

ABSTRACT

The estimation of the refrigerant charge of the compression refrigeration systems is important because a refrigerant charge above or below the nominal load negatively affects the performance of the system and may cause damage to its components. This paper describes a R600a refrigerant charge estimation method that provides the best performance in a direct expansion solar assisted pump that operates under a vapor compression refrigeration system.

In the first instance, by means of the Nomogram method, which depends on the volumetric capacity of the evaporator and condenser, it was determined that the system operates with an optimum refrigerant load of 84.2 g with an error of 5%. For the experimental validation, tests were performed varying the refrigerant charge from 20 to 120 in intervals of 20g, during which water was used as heat transfer medium in the condenser; the temperature of the water rose from 18 to 50 ° C in an approximate time of 66 minutes.

Finally, in this work the obtained data was graphically analyzed, which show the behavior of the cooling system with respect to the different meteorological parameters and how the performance of the system is affected according to the amount of refrigerant.

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, según Rosiek y Batlles [1] el enfriamiento solar ha demostrado ser técnicamente factible. Es una aplicación particularmente atractiva para la energía solar debido al pico simultáneo en las cargas de enfriamiento con la disponibilidad de energía solar.

La reducción en el consumo de energía para refrigeración, no se debe enfocar solamente a la mejora de la eficiencia de los equipos. Kim e Infante [2] afirman que la reducción en el uso de refrigerantes sintéticos y la producción de dióxido de carbono (CO₂) proporcionan una nueva oportunidad para la refrigeración solar. Teniendo en cuenta que la demanda de refrigeración aumenta con la intensidad de la radiación solar, la solución lógica es utilizar la energía solar para lograr el efecto de refrigeración. Palm [3] establece que como los hidrocarburos son inflamables, se requieren precauciones de seguridad adicionales y el sistema debe diseñarse para la cantidad más baja posible de refrigerante.

Actualmente la falta de investigaciones respecto a la relación de la cantidad óptima de refrigerante y el desempeño de los sistemas de refrigeración se hacen evidentes ahora que se buscan alternativas para satisfacer el aumento en la demanda de energía. Con la tecnología adecuada, la refrigeración solar puede ayudar a aliviar el problema. El hecho de que la demanda máxima de refrigeración en verano esté asociada a una alta radiación solar, ofrece una excelente oportunidad para explotar las tecnologías termo solares, que pueden combinarse con las tecnologías de refrigeración impulsadas por el calor.

El objetivo de este trabajo es el de proporcionar información detallada sobre el manejo de la cantidad de refrigerante en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, para minimizar el impacto ambiental a la vez que se maximiza el rendimiento de los equipos. Además, se analiza los resultados de varios parámetros, los cuales incluyen la radiación solar, la temperatura del agua, la temperatura ambiente, presiones de entrada y salida del compresor, el tiempo de calentamiento, entre otros, sobre el rendimiento del sistema para una determinada cantidad de refrigerante R600a.

OBJETIVOS

Objetivo General

- Evaluar el rendimiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor en función de la carga de refrigerante.

Objetivos Específicos

- Recopilar información de diversas fuentes sobre los tipos de sistemas de refrigeración por compresión de vapor, clasificación de refrigerantes y los métodos de carga de refrigerante.
- Calcular la cantidad mínima de refrigerante necesaria para obtener un rendimiento máximo.
- Analizar el rendimiento del refrigerante R600a mediante pruebas experimentales, así como el impacto ambiental.

CAPÍTULO I

MARCO CONCEPTUAL Y TEÓRICO

En este capítulo se presenta el funcionamiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor en función de la cantidad del refrigerante y de una bomba de calor de expansión directa asistida con energía solar, así como cada uno de sus componentes.

1.1 Antecedentes de la investigación

En Qindao – China, Kong et al. [4] realizaron estudios experimentales de un sistema de bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa (DX-SAHP, por sus siglas en inglés) con compresor hermético rotativo de frecuencia variable, 1000 – 7200 rpm, de potencia de 420 W, con 1000 g de cantidad de refrigerante R134a. Obtuvieron un coeficiente de rendimiento del sistema promedio (*COP*, por sus siglas en inglés) de a 4.0 y 3.0 en otoño e invierno, respectivamente. A una temperatura ambiente de 29.9 °C con una intensidad de radiación solar de 580 W·m⁻² y una velocidad del viento de 5.1 m·s⁻¹, el *COP* promedio alcanza 6.71 e incluso para una temperatura ambiente menor a -2.4 °C con una intensidad de 345 W·m⁻² y una velocidad del viento de 1.6 m·s⁻¹, el *COP* promedio también llega a 2.55.

El 30 de septiembre del 2017, muestran que la velocidad del compresor (*n*) aumenta rápidamente después del arranque del sistema y se mantiene relativamente constante hasta que la temperatura del agua (*t_w*) alcanza aproximadamente 33 °C, luego decrece, al igual que la potencia eléctrica del compresor (*W_{com}*) como se presenta en la Figura 1. A medida que se calienta el agua de 33 a 52 °C, *W_{com}* aumenta gradualmente de 197 a 352 W, cuando *t_w* supera los 52 hasta 60.1 °C, *W_{com}* incrementa considerablemente de 394 a 558 W [4].

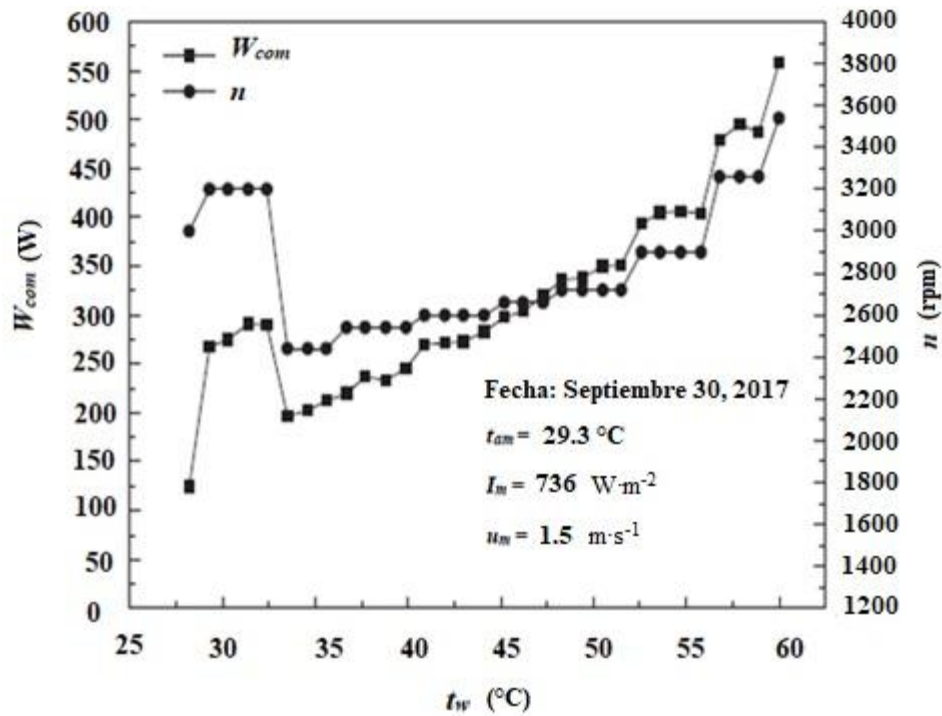


Figura 1. Variaciones del compresor entre potencia eléctrica (W_{com}) y velocidad (n) [4].

Kong et al. [5] analizaron el rendimiento experimental de una DX-SAHP con R134a en verano para el suministro de agua caliente sanitaria en Qingdao - China, con una cantidad de 1000 g de refrigerante R134a y un compresor hermético de tipo rotativo de frecuencia variable con potencia nominal de 420 W capaz de desplazar un volumen de $10.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$. Mediante un variador de frecuencia se ajustó la frecuencia del compresor de 50 a 360 Hz; revelando que si la intensidad de la radiación aumenta de 258 a $634 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ o la temperatura ambiente de 28 a $34 \text{ }^\circ\text{C}$, el COP promedio es de 4.55 siendo la temperatura de entrada del agua $32.4 \text{ }^\circ\text{C}$ y la temperatura de salida del agua $60.1 \text{ }^\circ\text{C}$.

En la Figura 2 se muestran los efectos de la velocidad del compresor (n) en el rango de 2500 – 6000 rpm en el rendimiento del sistema, disminuyendo el COP promedio y el tiempo de calentamiento en un 36.1 y 40.7 %, respectivamente. El COP es de 4.85, la temperatura de entrada del agua es $31.9 \text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura de salida del agua es de $60.1 \text{ }^\circ\text{C}$ y un promedio térmico de ganancia de calor del agua de 2285.8 W a 3600 rpm.

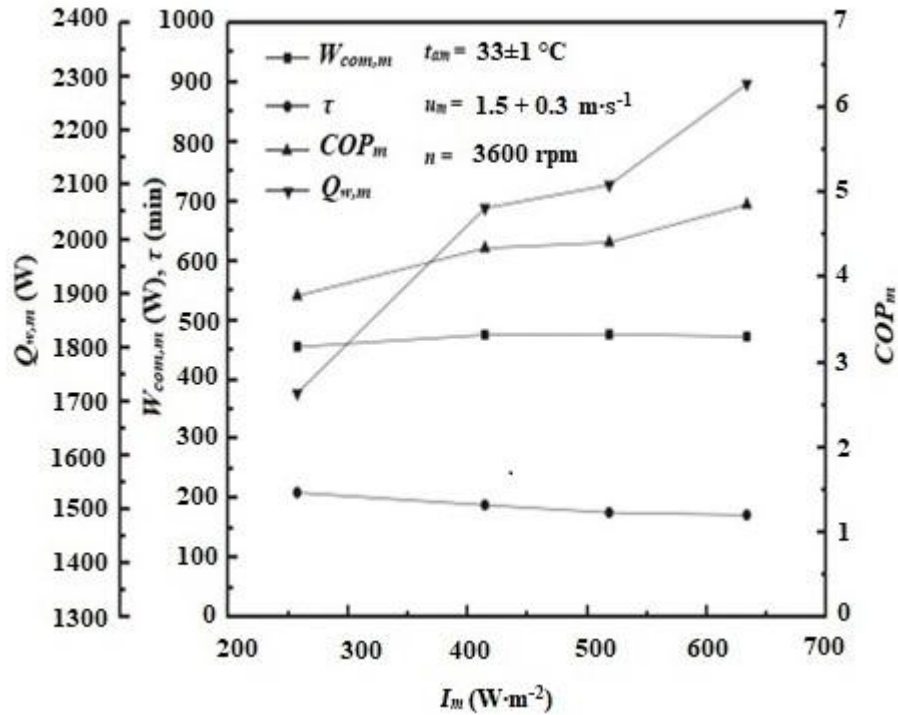


Figura 2. Efectos de la intensidad de la radiación solar en una DX-SAHP [5].

En la estrategia de control y análisis experimental de una DX-SAHP con R134a, Kong et al. [6] diseñaron y construyeron un sistema en Qingdao – China que consistía principalmente de un colector/evaporador solar sin cubierta de un área de 1.56 m^2 , un compresor hermético de tipo rotativo con un potencial nominal de 400 W de condiciones nominales: temperatura de evaporación de $7.2 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura de condensación de $54.4 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura del líquido que ingresa a la válvula de expansión de $46.1 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura ambiente de $35 \text{ }^\circ\text{C}$ y la velocidad del viento de $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ y un volumen de desplazamiento de $10.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$, una válvula de expansión electrónica (EEV, por sus siglas en inglés) y un condensador de tubo plano de aluminio de microcanales con una sola área de superficie de 0.435 m^2 alrededor de un tanque de agua de 0.195 m^3 .

El sistema se cargó con 800 g de R134a se demostró que se podría regular el grado de sobrecalentamiento en el rango de 5 a $10 \text{ }^\circ\text{C}$ de manera efectiva, además, durante la mayor parte del tiempo en 2016, el COP del dispositivo prototipo construido fue superior a 3.0. Luego, con una intensidad de radiación solar promedio de $730 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ y una temperatura ambiente promedio de $30.8 \text{ }^\circ\text{C}$, cuando el agua de 0.195 m^3 a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ se calentó a $60 \text{ }^\circ\text{C}$, solo tomó 279 min y el COP alcanzó un valor de 4.45.

Según Kong et al. [7], en la evaluación de una DX-SAHP usando R410a, con un compresor hermético y de tipo rotativo, demostraron que ingresando al equipo 1.68 kg de cantidad de refrigerante, la temperatura promedio del agua va desde 20.5 hasta 50 °C, la potencia del compresor aumenta de 0.55 a 1.14 kW. A su vez, cuando la temperatura promedio del agua es igual a 50 °C y la cantidad de refrigerante aumenta de 1.48 a 2.28 kg, la potencia del compresor aumenta de 1 a 1.22 kW. En la Figura 3 se observan el efecto de la velocidad de rotación del compresor (N) en η , cuando N aumenta de 1500 a 3300 $\text{rev}\cdot\text{min}^{-1}$, η aumenta de 0.76 a 1.19, mientras COP disminuye de 11.84 a 4.84 y el tiempo (τ) disminuye de 108 a 62 min, con el aumento de N aumenta la potencia del compresor.

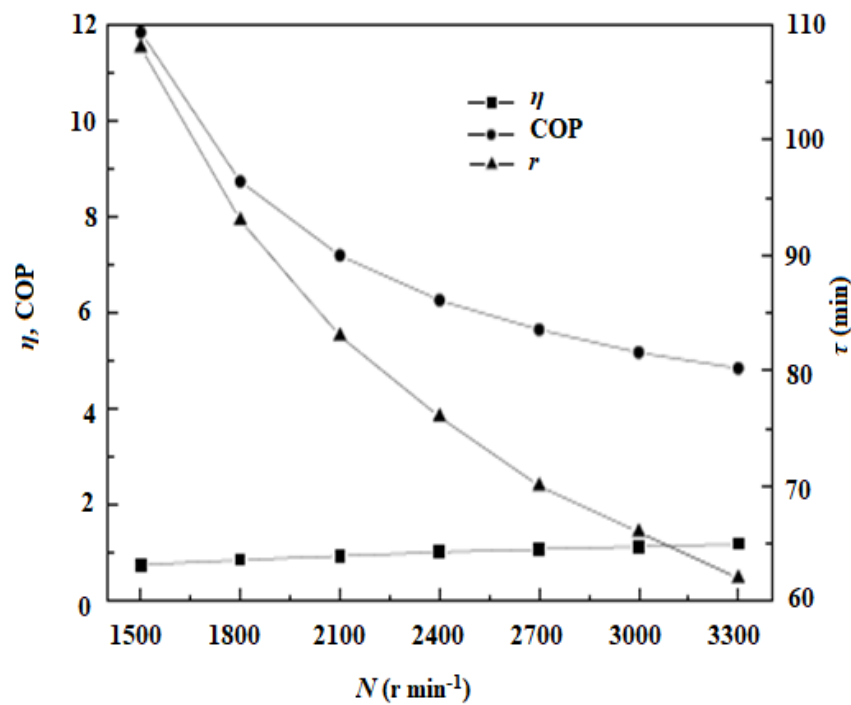


Figura 3. Velocidad de rotación del compresor en el rendimiento del sistema [7].

Zhang et al. [8] analizan los efectos de la cantidad de refrigerante y parámetros estructurales sobre el rendimiento de una DX-SAHP donde los resultados del cálculo matemático muestran que el 70 – 80 % de la cantidad del refrigerante R-22 existe en los intercambios de calor. Más del 50 % de refrigerante existe en el condensador y un 30 % existe en el colector, mientras la cantidad de masa de refrigerante del compresor y las tuberías se mantiene constante en 200 y 100 g, respectivamente. Siendo la cantidad de refrigerante óptima recomendada de 1.65 a 1.75 kg, el COP varía de 5.2 a

5.4, respectivamente, el área del colector solar es de 6.0 m^2 , el espesor óptimo del colector es de 4 mm , la longitud de la tubería del condensador de 70 m , el diámetro interno del condensador de 9 mm y un volumen de desplazamiento de $1.34 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$, además de contar con un compresor On-Off. La Figura 4 muestra la variación de COP y la eficiencia del colector (η_s) en función de la cantidad de masa del refrigerante, cuando la cantidad de masa del refrigerante del sistema cambia de 1.2 a 1.8 kg , el COP y η_s aumentarán un 36.7 y 42.3% , respectivamente; demostrando que las tasas de COP y η_s son más lentas con el aumento de la cantidad de refrigerante [8]. Cuando la cantidad del refrigerante está en 1.8 kg el COP máximo es de 5.4 , mientras la eficiencia es de 0.96 .

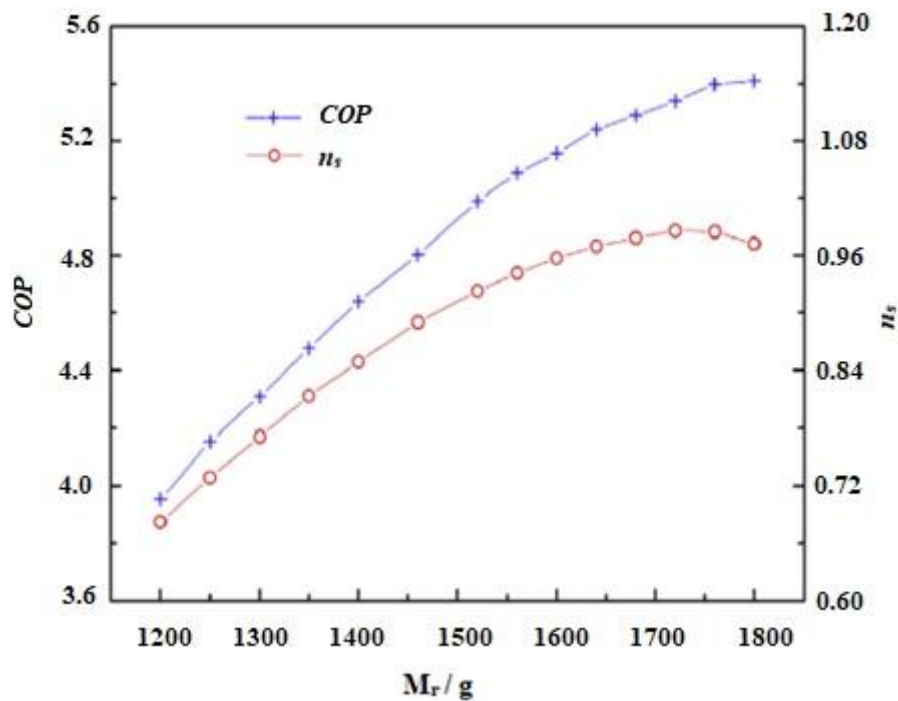


Figura 4. Efecto de la carga del refrigerante en el rendimiento del sistema [8].

Moreno et al. [9] muestran el desarrollo de un modelo teórico para determinar los parámetros operativos y el consumo de una instalación de agua caliente doméstica (DHW, por sus siglas en inglés), en el sur de Madrid. Utiliza una DX-SAHP con refrigerante R134a que posee un compresor hermético de tipo recíprocante con capacidad nominal de 1.1 kW de eficiencia de 0.75 además, un volumen de desplazamiento de $1.84 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$ y colectores con una superficie total de 5.6 m^2 , con un coeficiente experimental de rendimiento adquirido entre 1.7 , esto bajo

condiciones externas que proporcionan un calentamiento mínimo al conjunto de colectores a temperatura de evaporación de $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ (sin incluir componentes auxiliares) y 2.9 para condiciones exteriores que proporcionan el máximo calentamiento a los colectores a una temperatura de evaporación de $18\text{ }^{\circ}\text{C}$, mientras $51\text{ }^{\circ}\text{C}$ es la temperatura del tanque de DHW. La diferencia entre el modelo teórico y el experimental es inferior al 10 %.

Choi y Kim [10] estudiaron los efectos de una cantidad de masa del refrigerante inadecuada en el rendimiento de una DX-SAHP, en Corea del sur, con una capacidad de enfriamiento de 3.5 kW, el fluido de trabajo R22 y un compresor scroll, en donde cargaron refrigerante a temperaturas del agua de 34 y 25 $^{\circ}\text{C}$, en incrementos de 50 g hasta que se obtuvo el *COP* máximo 3.22. La cantidad completa determinada para el sistema de tubo capilar fue de 1350 g. Una vez que se determinó la cantidad completa, se evacuó la bomba de calor y la cantidad de refrigerante se varió de -20 a $+20$ % de cantidad de masa completa.

De Freitas et al. [11] presentan el modelo dinámico de un evaporador de una DX-SAHP, cargada con CO_2 , con un compresor de tipo hermético recíprocante fabricado por Sanden con un volumen de desplazamiento de $1.75 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$, donde se simularon tres arranques de la bomba de calor, basada en un modelo matemático que se logró validar con datos experimentales, considerando una masa 120 g de CO_2 dentro del evaporador, de modo que el volumen específico de refrigerante se fijó en $0.00384 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}$. El modelo del evaporador se ejecutó con 2000 volúmenes de control y el paso del tiempo fue de 5 s, la radiación solar en la dirección horizontal se estableció en $670 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. Durante la prueba la temperatura de entrada del agua se fijó a $25.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de salida de agua se fijó en $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Porto et al. [12] muestran un método alternativo para la estimación del inventario del sistema de refrigeración que funciona con R134a como fluido refrigerante y tiene una capacidad de potencia de 645 W y un compresor de velocidad variable con un volumen de desplazamiento de $150 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$, equipo el cual fue cargado con 1000 g, con temperatura inicial del agua $23.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la temperatura final del agua fue aproximadamente $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

En la Tabla 1, se muestran los compresores en diferentes estudios en diversos países, sus respectivos refrigerantes en DX-SAHP y sus resultados obtenidos, COP_{max} , temperatura de ingreso y de salida del agua, según el refrigerante.

Tabla 1. Detalle de compresores utilizados en estudios de una DX-SAHP

Autor	País	Compresor	COP_{max}	T_o (°C)	T_w (°C)	Refrigerante
Kong et al [4].	China	Hermético rotativo	6,71	30,8	60	R134a
Kong et al [5].	China	Hermético rotativo	5,68	32,8	60,1	R134a
Kong et al [6].	China	Hermético rotativo	4,45	25	60	R134a
Kong et al [7].	China	Hermético rotativo	3,62	20,5	50	R410a
Zhang et al [8].	China	On-off	5,4	20,5	50	R22
Moreno et al. [9]	Madrid	Hermético rotativo	2,9	18	51	R134a
Choi y Kim [10].	Corea del Sur	Scroll	3,22	34	54	R22
De Freitas et al. [11]	Belo Horizonte	Hermético recíprocante	N/A	25,8	60	CO ₂
Porto et al. [12]	Belo Horizonte	Velocidad variable	N/A	23,5	40	R134a

De acuerdo con las investigaciones presentadas, se puede afirmar que el refrigerante R134a es el de mayor aplicación para configuraciones de bombas de calor. Es el refrigerante que generó mayor COP y temperatura del agua, alcanzando valores de 6.71 y 60 °C, respectivamente. El inconveniente con este fluido de trabajo es el fuerte impacto ambiental que éste ocasiona. El R-134a tiene un ODP de 0 y un GWP de 140 hasta 11700 años [13], entonces, se debe priorizar a un desarrollo sustentable, por lo que surgen alternativas como los hidrocarburos, particularmente el isobutano, que tiene un ODP y GWP de 0 y 0, respectivamente.

En la Tabla 2 se presentan los compresores utilizados en algunas investigaciones de DX-SAHP y características de su funcionamiento como el tipo, el desplazamiento volumétrico, la cantidad de masa y el tipo de refrigerante utilizado.

Tabla 2. Especificaciones de los tipos de compresores según la carga de refrigerante

Autor	Compresor	Potencia (W)	Capacidad volumétrica ($\text{m}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$)	Cantidad de refrigerante (g)	COP_{max}	Refrigerante
Kong et al [4].	Hermético rotativo	420	$10,2 \times 10^{-5}$	1000	6,71	R134a
Kong et al [5].	Hermético rotativo	420	$10,2 \times 10^{-5}$	1000	5,68	R134a
Kong et al [6].	Hermético rotativo	400	$10,2 \times 10^{-5}$	800	4,45	R134a
Kong et al [7].	Hermético rotativo	1100	N/A	1680	3,62	R410a
Zhang et al [8].	On-off	750	$1,34 \times 10^{-5}$	1680	5,4	R22
Moreno et al [9].	Hermético rotativo	1113	$1,84 \times 10^{-3}$	N/A	2,9	R134a
Choi y Kim [10].	Scroll	3500	N/A	1350	3,22	R22
De Freitas et al. [11]	Hermético recíprocante	N/A	$1,75 \times 10^{-3}$	120	N/A	CO ₂
Porto et al. [12]	Velocidad variable	645	150×10^{-3}	1000	N/A	R134a

Los compresores que se han utilizado en investigaciones previas tienen una potencia entre 3500 y 400 W, que brindaron un valor de COP máximo de 6.71. El tipo de compresor más utilizado es el hermético rotativo que utiliza R134a como fluido de trabajo, pero puede ser sustituido por una alternativa más ecológica, como el R600a.

1.2 Acuerdo de París COP21

Desde los inicios de la revolución industrial, 1880, hasta la actualidad se ha visto el aumento promedio global de la temperatura en 0.8 °C, creando un total desequilibrio entre emisiones y sumideros naturales [14] dando paso al incremento del nivel del mar en un promedio de 0,17 m desde inicios del siglo XX, lo cual conlleva a la erosión, inundaciones y tormentas en las zonas costeras; todo esto por pérdida de masas en las capas de hielo de la Antártida y Groenlandia, el cambio climático es incuestionable. El aumento de la cantidad de dióxido de carbono emitido hacia la atmósfera terrestre impide que el calor producido de la Tierra hacia el espacio sea liberado, generando altas concentraciones de gases de efecto invernadero (GEI), contribuyendo a la acidificación del océano afectando considerablemente de manera negativa a la biodiversidad [15].

Es una realidad que los GEI siguen en aumento. El cambio climático es uno de los temas más relevantes en las actividades de investigación y decisiones gubernamentales. En diciembre de 2015 se definió el Acuerdo de París en la vigésima primera sesión anual de la Conferencia de las Partes (COP21), esta comprende las acciones de política para limitar el impacto del cambio climático. Existe una fuerte relación entre el producto interno bruto (PIB) y el consumo de energía, principalmente de los combustibles fósiles, llevando a esta relación a ser la primordial preocupación sobre el acuerdo climático, lo económico.

Pires [14] acota que, si la mancomunidad de países no realiza ninguna acción, la temperatura promedio global debería aumentar 4 °C hasta el 2100. Sin embargo, esto no es necesario, el Acuerdo de París es un verdadero gran paso inicial para lograr parte de las reducciones de emisiones de GEI. Gail [16] afirma que la capacidad total de energía renovable instalada actualmente proporciona alrededor del 23 % de la generación eléctrica mundial, sostenida por el progreso de energía solar fotovoltaica y la energía eólica terrestre que impulsó el crecimiento de la capacidad de energía renovable a un nivel récord, superando los 150 GW en 2015, según el seguimiento de energía limpia de la Agencia Internacional de Energía (AIE). Actualmente China es el mayor mercado de energía renovable, representando más de la mitad de la nueva capacidad eólica terrestre mundial y una tercera parte de la capacidad de energía solar fotovoltaica instalada. Estados Unidos se encuentra en segunda posición con una tasa de crecimiento del 40 % en adiciones de capacidad. Ambos países representan colectivamente un tercio de las adiciones de capacidad de energía renovable al 2050.

Gail [16] recalca que según el informe de la AIE una de las tecnologías claves será la fotovoltaica que para el 2050, la energía solar de las azoteas podrían cubrir técnicamente un tercio de la demanda de electricidad en las ciudades del mundo, siendo especialmente en los países emergentes y en desarrollo, lo que ofrezca el enfoque más rentable para eliminar las emisiones.

1.3 Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

La refrigeración es una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica. Los refrigeradores, dispositivos que producen refrigeración, nacen en 1920 principalmente

como cajas de hielo en donde se almacenaba por secciones los alimentos y se cargaban de hielo para mantener el estado de los alimentos [17]. Estas condiciones han ido evolucionando tanto que los refrigeradores ahora son dispositivos cíclicos que operan en ciclos denominados ciclos de refrigeración por compresión de vapor en donde el refrigerante se evapora y condensa alternativamente, para después comprimirse (fase de vapor) [18].

Fuera de todos los sistemas de refrigeración, el sistema de compresión de vapor es el sistema más importante desde el punto de vista comercial y doméstico [18]. Es la forma más práctica de refrigeración. En particular estos sistemas de refrigeración por compresión de vapor (VCR, por sus siglas en inglés) han estado bajo escrutinio con aplicaciones extensas que van desde acondicionadores de aire hasta congeladores de 1 MW o más [19], su fluido de trabajo es vapor, el cual se evapora fácilmente y se condensa o cambia alternativamente entre las fases de vapor y líquido sin salir de la planta de refrigeración. Durante la evaporación, absorbe el calor del cuerpo frío, para utilizar como su calor latente y así convertirlo del líquido en vapor. Al condensar, enfriar o licuar, el calor es rechazado al cuerpo externo, creando el efecto de enfriamiento en el fluido de trabajo [17]. El principio sobre el que funciona el sistema de compresión de vapor se aplica a todos los vapores para los cuales se dispone de tablas de propiedades termodinámicas. En la Figura 5 se muestra un sistema simple de compresión de vapor, con sus principales componentes [18].

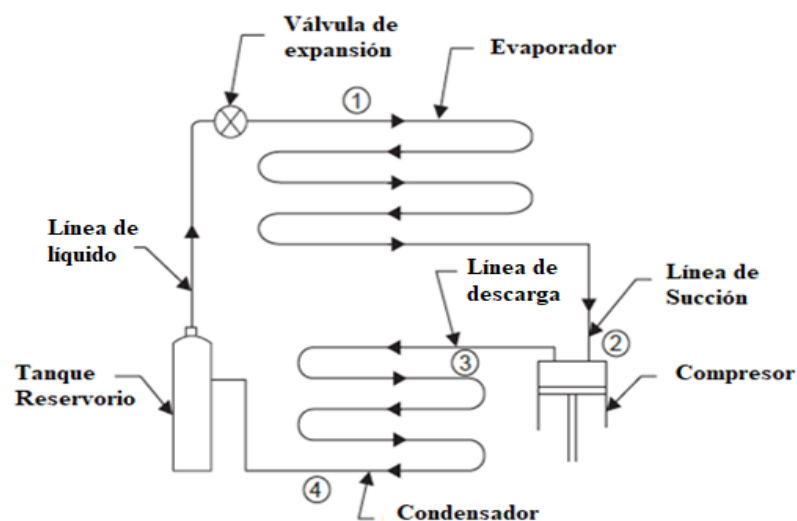


Figura 5. Sistema de refrigeración por compresión de vapor [18].

1.3.1 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la Figura 6 de manera esquemática.

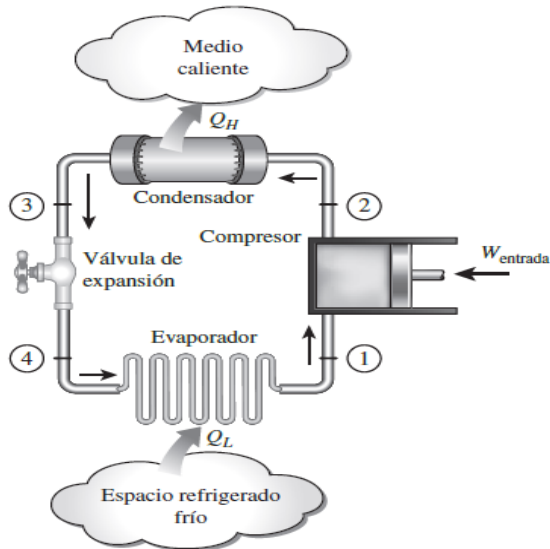


Figura 6. Esquema del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [17].

Según Cengel y Boles [17] este ciclo comprende cuatro procesos:

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

Cengel y Boles [17] muestran en la Figura 7 un diagrama $T-s$ del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. El refrigerante ingresa al compresor en el punto 1 y se comprime isentrópicamente hasta llegar a la presión del condensador, de manera inmediata gana temperatura el refrigerante, esto durante en el proceso de compresión isentrópica, superando significativamente la temperatura del medio circundante [20]. Luego el refrigerante ingresa al punto 2, condensador, como vapor sobrecalentado para continuamente entrar en el punto 3 como líquido saturado, esto debido al calor cedido hacia los alrededores, manteniendo su temperatura por encima de la temperatura de los alrededores [18].

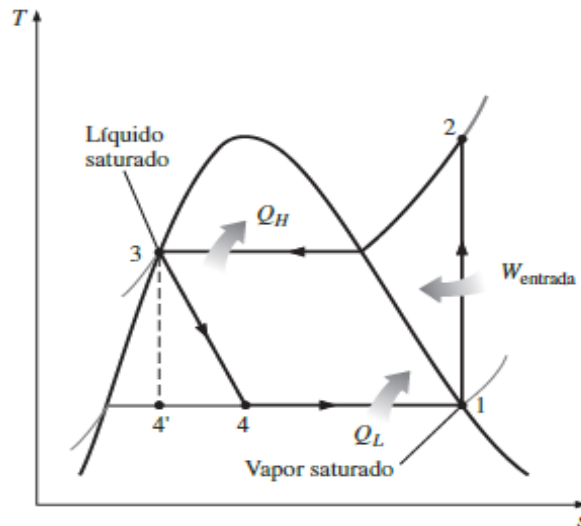


Figura 7. Diagrama T - s del ciclo ideal por compresión de vapor [17].

En el punto 3, el refrigerante en estado de líquido saturado se estrangula hasta la presión del evaporador debido al paso por la válvula de expansión o tubo capilar, su temperatura se ve afectada al descender por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante el proceso [18]. El refrigerante llega al evaporador en el punto 4 como vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo el calor del espacio refrigerado. Para cerrar el ciclo el refrigerante sale del evaporado como vapor saturado e ingresa nuevamente al compresor [17].

1.3.2 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Dentro de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor [20] se toman en cuenta las pérdidas que existen en el sistema, una de estas es la fricción que genera el fluido en su trayecto generando caídas de presiones y además las pérdidas [18] hacia o desde los exteriores por la transferencia de calor [17].

En la Figura 8 se muestra el esquema y diagrama T - s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

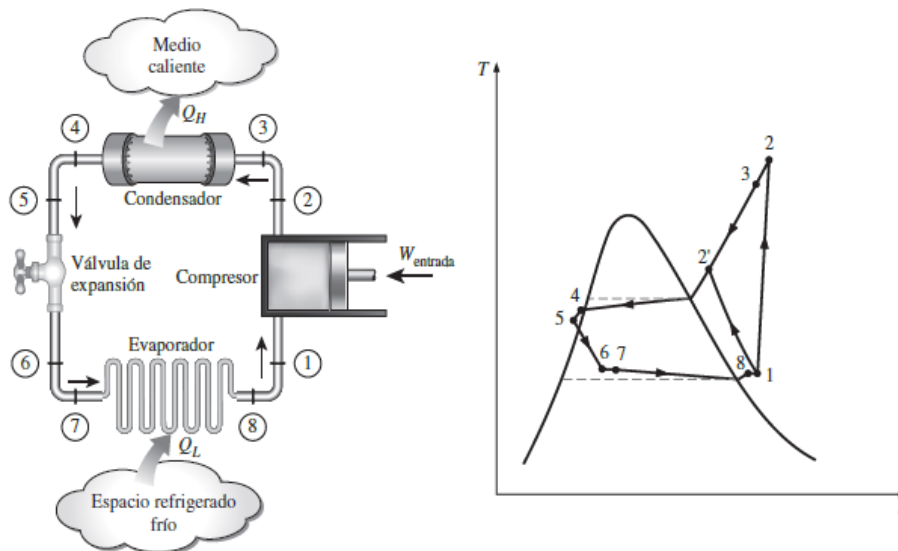


Figura 8. Esquema y diagrama T - s del ciclo real por compresión de vapor [17].

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado [17]. Debido a la alta presión es difícil mantener en la práctica, el estado del refrigerante con tanta exactitud. Como solución, en la realidad se diseña el sistema para que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en el ingreso al compresor asegurando que se evapore por completo cuando haya ingresado [18]. A su vez la línea que conecta el evaporador con el compresor tiende a ser muy larga provocando que se dé caída de presión generada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas [20]. El sobrecalentamiento, el calor ganado en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y línea de conexión, consisten en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico [17].

A diferencia del ciclo ideal, la entropía del refrigerante, durante el proceso de compresión real puede incrementarse (proceso 1-2) o disminuir (procesos 1-2'), esto dependiendo de efectos de fricción, que afectan directamente el incremento de la entropía y la transferencia de calor [20]. De la misma manera es inevitable mantener la presión del refrigerante líquido saturado al salir del compresor, en consecuencia el refrigerante se subenfía un poco antes de que ingrese a la válvula de estrangulamiento además se debe tomar en cuenta que el refrigerante ingresa al evaporador con una

entalpía inferior, con el fin de absorber más calor del espacio refrigerado [18]. La configuración de la válvula de estrangulamiento y el evaporador debe ser cercana para minimizar el efecto ocasionado por la caída de presión [17].

1.4 Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar

La bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar es una alternativa viable a las bombas de calor convencionales, las funciones del colector y el evaporador se combinan dentro de una sola unidad, donde el refrigerante proveniente del condensador se evapora por la energía solar incidente [21].

Desde el punto de vista de la bomba de calor, el colector/evaporador puede funcionar a una temperatura superior a la ambiental debido al calentamiento solar, lo que aumenta el coeficiente de rendimiento de la bomba de calor [22]. El sistema de refrigeración, al igual que la mayoría de las bombas de calor, funciona mediante un ciclo por compresión mecánica, por lo que además del colector/evaporador, está compuesta esencialmente por un compresor, un condensador y una válvula o un dispositivo de expansión [23], como se muestra en la Figura 9.

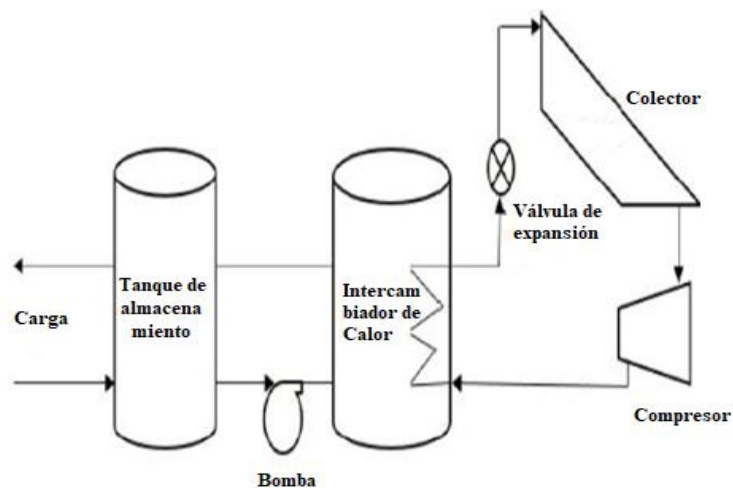


Figura 9. Bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar [24].

En el sistema DX-SAHP se incluyen ventajas, como una vida útil más larga del colector debido al uso de refrigerante como fluido de trabajo y un alto coeficiente de transferencia de calor a causa de que el refrigerante cambia de fase en los tubos del colector [25].

1.5 Aplicaciones de las bombas de calor asistidas por energía solar

Las dos principales aplicaciones de las DX-SAHP son calefacción y refrigeración. La demanda de calefacción y enfriamiento se puede satisfacer directamente, cuando la energía disponible es máxima y la energía almacenada se puede usar para ayudar o proporcionar un pequeño consumo con una baja disponibilidad de energía solar [26].

1.5.1 Aplicación de calefacción

La mayoría de los estudios sobre la descripción de DX-SAHP se han centrado principalmente en el beneficio para todo tipo de aplicaciones de calefacción. Por lo tanto, se satisfacen muchas demandas de calefacción en hogares, hospitales, industrias de producción y establecimientos de servicios como hoteles y restaurantes [27]. En este modo de aplicación, los sistemas DX-SAHP han registrado un alto rendimiento técnico y comercial en comparación con otras formas de sistemas de bomba de calor asistida por energía solar [26].

1.5.2 Aplicación de refrigeración

El uso de la energía solar para la refrigeración es una ventaja, ya que la demanda de refrigeración aumenta cuando la radiación solar incidente está en su punto máximo [3]. El sol ofrece la máxima radiación solar posible en los días que requieren mayor necesidad de enfriamiento [28]. El sistema DX-SAHP suministra la energía solar que reemplaza la electricidad en el tanque de almacenamiento térmico o en el generador para impulsar los compresores para la producción en frío. Se encontró que los estudios disponibles para la revisión de enfriamiento DX-SAHP son relativamente escasos [26]. La configuración del sistema para enfriamiento es diferente de otros tipos de bomba de calor asistida por energía solar. Eiker y Pietruschka [29] mencionan que el *COP* obtenido en sistemas asistidos eléctricamente opera con rendimientos de alrededor de 3 o superiores. Actualmente los valores obtenidos son muy superiores.

1.6 Refrigerantes

Se definen como una sustancia que absorbe el calor mediante su vaporización, a baja temperatura y presión, para cederlo a través de su condensación a temperatura y

presión altas, en un sistema de refrigeración [30]. Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, en función del rango de presiones y temperaturas que hagan estos cambios, tendrá una aplicación útil comercialmente [31].

En la actualidad no existe una sustancia que pueda ser considerada como el refrigerante ideal, no obstante, Rajput [20] considera que en el caso de la refrigeración las sustancias deben tener propiedades mostradas en la Tabla 3.

Tabla 3. Propiedades de los refrigerantes [20]

Termodinámicas	Químicas	Físicas	Otras
Bajo punto de ebullición	No tóxico	Bajo volumen específico de vapor	Facilidad de localización
Bajo punto de congelación	No inflamable y no explosivo	Bajo calor específico	Disponibilidad y bajo costo
Presiones positivas en el condensador y evaporador	No corrosivo	Alta conductividad térmica	Facilidad de manejo
Alta temperatura de saturación	Estabilidad química en la reacción	Baja viscosidad	Alto COP
Alto calor latente de saturación	No irritante e inodoro	Aislamiento eléctrico	Bajo consumo de energía por tonelada de refrigeración

La designación de los refrigerantes basados en hidrocarburos halogenados se hace con la letra "R" seguida de tres números. El primero corresponde al número de átomos de carbono menos 1, el segundo al número de átomos de hidrógeno más 1 y el tercero al número de átomos de flúor. Cuando se tiene letra minúscula, ésta denota un isómero de la fórmula molecular, como se muestra en la Figura 10 [32].

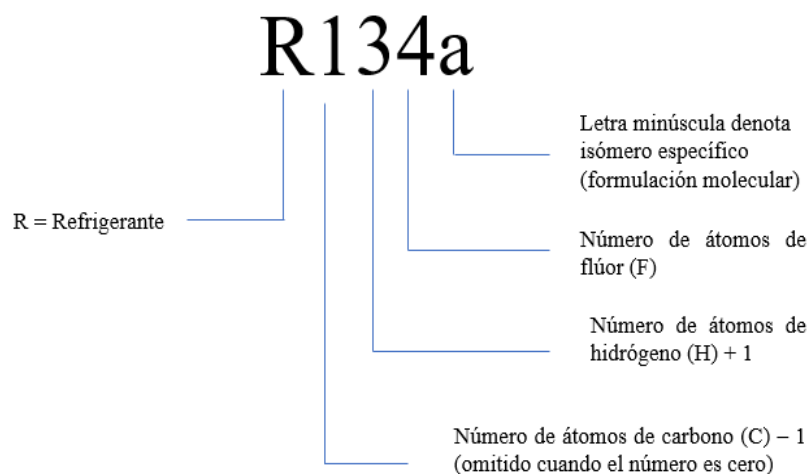


Figura 10. Esquema de nomenclatura para la designación de tipos de refrigerante [32].

1.7 Historia de los refrigerantes

La historia de los refrigerantes, desde la introducción de la refrigeración mecánica por compresión de vapor en la década de 1830, comprende cuatro períodos caracterizados por los criterios de selección dominantes más allá de la idoneidad básica. La Figura 11 resume cuatro generaciones distintas e identifica los grupos de refrigerantes clave o criterio para ellos [33].

La mayoría de los refrigerantes de la primera generación, un período aproximado de 100 años, fueron solventes, combustibles, u otros fluidos volátiles, esencialmente cualquier cosa que funcionara [34]. La amplia comercialización provocó un cambio hacia una segunda generación. Diferenció con la atención a la seguridad y durabilidad mejoradas que condujeron al advenimiento de los refrigerantes fluorados [33].

La respuesta internacional para proteger la capa de ozono estratosférica forzó la eliminación gradual programada de los refrigerantes que agotan la capa de ozono, entre ellos clorofluorocarbonados, como el R-12, y también hidroc fluorocarbonos como el R-22 [35].

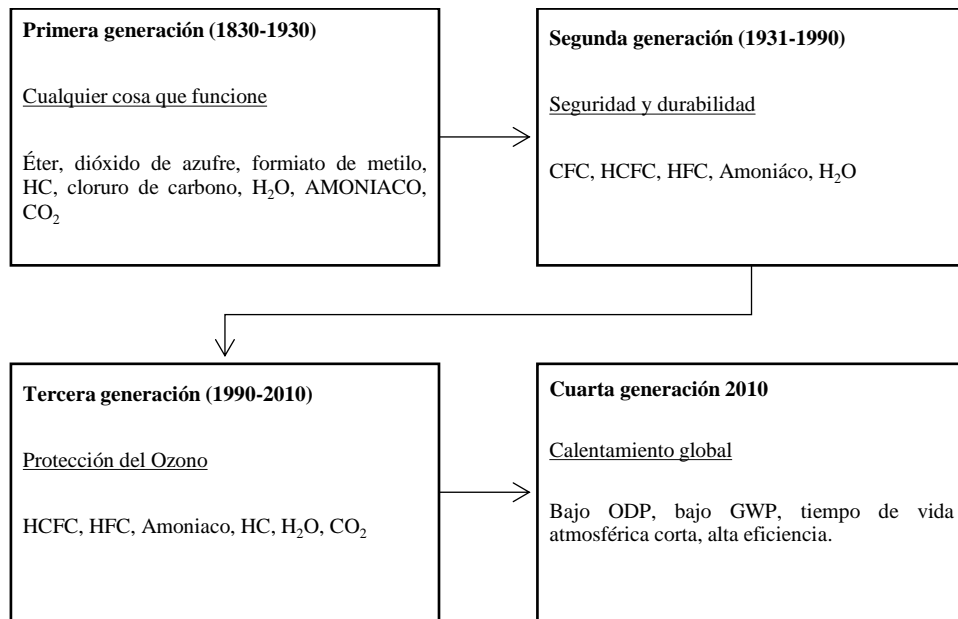


Figura 11. Progresión de los refrigerantes [33].

Las medidas también abordaron productos químicos similares para otras aplicaciones como propelentes de aerosol utilizados en todo el mundo, agentes para supresión de fuego (notablemente halógenos) y solventes [33]. El cambio de la tercera generación a los hidrofluorocarbonos y otros refrigerantes para la protección del ozono fue percibido como una solución a largo plazo, pero la creciente conciencia por el cambio climático como un problema medio ambiental más significativo, anuncia una inminente cuarta generación [34].

1.8 Clasificación de los refrigerantes

La clasificación de los refrigerantes se realiza de acuerdo con su naturaleza, aunque es común identificarlos por medio de un número. Los refrigerantes industriales se clasifican en clorofluorocarbonos (CFC), hidroclorofluorocarbonos (HCFC), hidrofluorocarbonos (HFC), hidrocarburos (HC) e hidrofluorolefinas (HFO) [36].

- a) **Clorofluorocarbonos (CFC):** son un derivado volátil de metano y etano en combinación con elementos halogenados como Cloro y Flúor y pertenecen a una familia de compuestos que no existen naturalmente en el ambiente, sino que fueron creados a principios de la década de los treinta, siendo los más importantes: R12 (CFC12), R11, R113, R114, R115 [32]. Estos refrigerantes son de baja

toxicidad, no corrosivos y compatibles con otros materiales. No son inflamables ni explosivos, pero en grandes cantidades no deben ser liberados donde haya fuego o elementos de calentamiento eléctrico ya que el aumento de temperatura puede hacer que se descompongan en sus elementos internos causando afecciones al tejido humano [31]. Por este motivo dejaron de fabricarse y usarse a partir de 1995 según lo acordado en el protocolo de Montreal [35].

- b) **Hidroclorofluorocarbonos (HCFC):** son hidrocarburos halogenados que contienen un átomo de hidrógeno en su molécula, lo cual le permite oxidarse con mayor rapidez en la parte baja de la atmósfera, siendo su poder de destrucción de la capa de ozono menor. Son sustitutos a medio plazo de los CFC [37]. Según el protocolo de Montreal su uso y producción tendrá que estar reducido al 100 % en enero del 2030. Los HCFC tales como el R-22 y el R-123 son considerados refrigerantes interinos. Son usados hasta que se dispongan su remplazo [31].

- c) **Hidrofluorocarbonos (HFC):** derivados halogenados que no contienen cloro en su molécula, oxidándose con gran rapidez en capas bajas de la atmósfera. Los HFC son considerados con potencial nulo de daño a la capa de ozono [38]. Tienen únicamente un ligero efecto en el calentamiento global. Son usados típicamente en los sistemas nuevos los cuales son específicamente diseñados para su uso [39]. Estos refrigerantes requieren de aceites especiales sintéticos para la lubricación, por tanto, no deben mezclarse con aceites minerales o lubricantes con alcalilbenzeno. Se usan como remplazo de los CFC y los HCFC [40]. En este caso, los aceites existentes dentro del sistema deben ser remplazados. Hay también otros factores que deben ser considerados, esto incluye comportamiento del sistema, cambios en los accesorios, materiales existentes, entre otros. Se incluyen refrigerantes tales como el R134a y el R124 [31].

- d) **Hidrocarburos (HC):** En el pasado también fueron utilizados como refrigerantes, pero se los excluyó con la introducción de los refrigerantes CFC [38]. Son sustancias naturales que incluyen propano (R290), propileno (R1270) e isobutano (R600a). Los HC son excelentes refrigerantes de muchas maneras: eficiencia energética, punto crítico, solubilidad, transporte y propiedades de transferencia de calor. Son una alternativa ambientalmente racional para los CFC, los HCFC y los

HFC [41]. Los hidrocarburos y sus mezclas tienen un potencial de agotamiento de ozono cero (ODP) y un potencial de calentamiento global (GWP) muy bajo, no tienen problemas significativos relacionados con la refrigeración. La preocupación más importante con respecto a la adopción de hidrocarburos como refrigerante es su inflamabilidad. Cabe recordar que millones de toneladas de hidrocarburos se utilizan cada año [42]. Los HC también han demostrado una compatibilidad química satisfactoria con la mayoría de los lubricantes que se utilizan actualmente en los ciclos de refrigeración, pero respetuosos con el medio ambiente. Los HC requieren lubricantes específicos. Se han introducido aceites minerales como lubricantes para usar con refrigerantes HC, como se muestra en la Figura 12, pero es mejor usar lubricantes que tengan una mayor viscosidad y menos solubilidad que los aceites minerales, como la polialfaolefina y el polialquilenglicol [43].

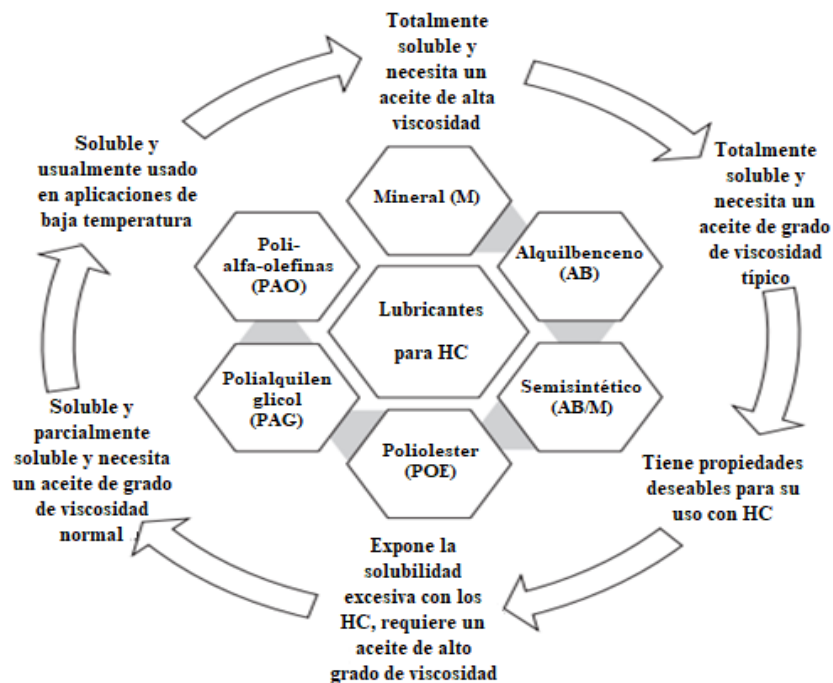


Figura 12. Compatibilidad de varios lubricantes con refrigerante HC [43].

- e) **Hidrofluoroolefinas (HFO):** Han sido consideradas como el posible reemplazo para los CFC ya que estos refrigerantes poseen una alta reactividad en la fase gaseosa y bajos potenciales de calentamiento global, y en consecuencia un efecto de cambio climático reducido [44]. Desde este contexto, los HFO han sido desarrollados como la cuarta generación de refrigerantes para superar los

inconvenientes ambientales de los refrigerantes actuales. A diferencia de los HFC, que son derivados de alcanos, los HFO se derivan de alquenos que contienen al menos un doble enlace. Por esta razón, sus vidas atmosféricas se pueden acortar enormemente a solo unos pocos días en comparación a años para la mayoría de los otros compuestos fluorados [45].

El potencial de calentamiento global de un gas puede definirse como un índice que compara el impacto climático de su emisión con el fin de emitir la misma cantidad de dióxido de carbono. El efecto integrado durante un tiempo fijo permite el deterioro de la sustancia en el tiempo. Un horizonte temporal de 100 años suele ser adoptado, aunque esto es mucho menos que la vida útil del CO₂ en la atmósfera. El refrigerante solo afecta el calentamiento global directamente si se libera a la atmósfera [36].

El potencial de agotamiento de ozono es un número que se refiere a la cantidad de agotamiento del ozono estratosférico causado por una sustancia. En este sentido, la ODP se trató como la proporción del impacto sobre el ozono de un producto químico en comparación con el impacto de una masa similar de R-11. Por lo tanto, el ODP de R-11 se definió como 1.0. Otros CFC y HCFC tienen ODP que van desde 0.01 a 1.0. Los halones tienen ODP aún más altos que van hasta 10. El CCl₄ tiene un ODP de 1.2, y el ODP del CH₃CCl₃ es 0.11. Tenga en cuenta que los HFC no tienen ODP porque no contienen cloro [46].

Si los átomos de hidrógeno son sustituidos en un halocarbono, está completamente halogenado. Cuando algunos de los átomos de hidrógeno son reemplazados por cloro, flúor y bromo, la inflamabilidad se reduce, pero comienza a producir efectos ambientales indeseables que ya no les permiten ser refrigerantes naturales [35]. Cuando los refrigerantes halogenados se filtran de un equipo durante el funcionamiento normal (llenado, vaciado) o accidental (daños), se acumulan en cantidades significativas en la estratósfera y participan en la descomposición de la capa de ozono y el GWP como se mencionó anteriormente [13]. Aunque la fuga suele ser pequeña, sin embargo, es una fuente importante de emisiones de gases de efecto invernadero debido al alto GWP de estos refrigerantes [34]. Además, el refrigerante liberado de un equipo conduce a una cantidad de masa insuficiente del sistema y afecta

negativamente el rendimiento del equipo, lo que resulta en un alto consumo de energía [13].

La Tabla 4 muestra el efecto de diferentes grupos de refrigerantes en el medio ambiente. Como se observa en la tabla, los CFC y los HCFC muestran una alta contribución al agotamiento de la capa de ozono y al efecto invernadero, tienen valores altos de ODP y GWP. Por otro lado, los HFC no contienen cloro ni bromo, sus valores de ODP son insignificantes, pero muestran efecto de invernadero grave, valores extremadamente altos de GWP. Además, las sustancias naturales como el HC tienen cero ODP y GWP [13].

Tabla 4. Diferentes grupos de refrigerantes y sus efectos ambientales [13]

Grupo	Ejemplos	ODP	GWP (100 años)	Tiempo de vida atmosférica (años)	Inflamabilidad
CFCs	R11, R12, R115	0.6-1	4750-14400	45-1700	No inflamable
HCFCs	R22, R141b, R124	0.02-0.11	400-1800	1-20	No inflamable
HFCs	R407C, R32, R134a	0	140-11700	1-300	No inflamable
HFOs	R1234yf, R123ze, R1234yz	0	<0-12	-	Inflamable
Naturales	R744, R717, HC (290, R600, R600a)	0	0	Pocos días	Inflamable

1.9 Métodos de cantidad de carga de refrigerante

La cantidad óptima de refrigerante en un sistema, generalmente se determina mediante un método de prueba y error experimentalmente. La estimación de la cantidad de refrigerante requiere el conocimiento del estado (calidad, temperatura, presión, entre otros.) del refrigerante y las variables geométricas (longitud del tubo, diámetro, entre otros.) en todo el sistema. Durante el funcionamiento normal, gran parte del refrigerante en el sistema se encuentra en el evaporador y el condensador [47]. El conocimiento de la cantidad de carga de refrigerante tiene una gran importancia para

el diseño del intercambiador de calor [48], además, el rendimiento del sistema de refrigeración está relacionado directamente con la masa de refrigerante dentro del equipo [12]. Estudios han encontrado que existe una eficiencia máxima para una cierta cantidad de carga en un sistema de bomba de calor [48]. Existe un problema por resolver debido a que una escasez o exceso de la cantidad de carga de refrigerante afectan adversamente el rendimiento de la unidad [49]. Los métodos de estimación de la cantidad de carga de refrigerante incluyen principalmente la estimación de la fracción de vacío [49], que es la relación entre el volumen de la fase gaseosa y el volumen de control total [50], la prueba de sobrecalentamiento, la prueba de subenfriamiento y el cálculo de la cantidad de carga de refrigerante [51].

1.9.1 Estimación de la fracción de vacío

Hewitt [52] postuló diferentes técnicas para las mediciones de vacíos; incluidos los métodos basados en la absorción y dispersión radiactiva, la impedancia, la velocidad del sonido, el flujo electromagnético, la absorción de microondas, la dispersión de la luz y el volumen de la fase líquida o de vapor dentro del canal [53]. Señaló como intrusiva a la medición del volumen o la técnica de "cierre rápido de las válvulas", necesitaba restablecimientos repetidos de las condiciones de estado estable. Mulroy y Didion [53] utilizaron válvulas de cierre rápido para aislar las secciones de una unidad de aire de unidad dividida, desde la cual se retiró y pesó el refrigerante. Las válvulas de cierre rápido proporcionan una medición exacta de la fracción de vacío y son útiles para calibrar o comparar con otros métodos. Sin embargo, no es un medio práctico para determinar la fracción de vacío para procesos continuos, ya que interrumpe el flujo. En condiciones adiabáticas es importante que las válvulas se cierren simultáneamente [54].

Whalley [55] señaló que la técnica de cierre rápido de las válvulas es un método simple pero bastante dañino para medir la fracción de vacío, pero que el método tiene la gran ventaja de que los resultados no están abiertos a interpretación. Varias de las técnicas discutidas por Hewitt [52] se implementan hoy en día en productos disponibles comercialmente. Sin embargo, en general, todos los diferentes métodos en línea son sofisticados, son caros, requieren una calibración y un manejo especiales. En contraste, la técnica de las válvulas de cierre rápido requiere mucho tiempo y necesita operación

manual. Además, si el refrigerante se retira del sistema y se pesa, existe el riesgo de errores por pérdidas de refrigerante [48].

1.9.2 La prueba de sobrecalentamiento

Para una prueba de sobrecalentamiento de un sistema de enfriamiento, el sobrecalentamiento real en las condiciones de operación se determina midiendo la temperatura y la presión del refrigerante en la línea de succión, justo antes de que el refrigerante ingrese al compresor [56]. El sobrecalentamiento real es la diferencia entre la temperatura del refrigerante de la línea de succión y la temperatura de saturación de vapor a la presión medida. La desviación de este valor de sobrecalentamiento, de un sobrecalentamiento objetivo, es un indicador de si la cantidad de carga de refrigerante en el aire acondicionado es correcta cuando funciona en las condiciones de diseño [57]. Tenga en cuenta que la temperatura de la superficie de la línea de succión en lugar de la temperatura del refrigerante en sí se mide en la práctica [58].

Si el valor de sobrecalentamiento medido es demasiado bajo en comparación con el sobrecalentamiento objetivo, habrá una cantidad de carga excesiva en el sistema en las condiciones operativas de diseño [59]. Además de los impactos de energía y capacidad, existe la posibilidad de que el refrigerante líquido no se evapore completamente en estas condiciones y pueda dañar el compresor [60]. Si el valor de sobrecalentamiento medido es demasiado grande en comparación con el sobrecalentamiento objetivo, habrá poca cantidad de carga en el sistema en las condiciones operativas de diseño. Además de los impactos de energía y capacidad que son más graves que en el caso de sobrecarga, la presión de la línea de succión y la temperatura de saturación correspondiente del refrigerante serán muy bajas [61]. Esto puede llevar a la formación de hielo en el evaporador, lo que puede restringir la transferencia de calor y aumentar resistencia al flujo de aire. Esto reducirá aún más el rendimiento del sistema de refrigeración y puede acortar la vida útil del compresor [62].

1.9.3 La prueba de subenfriamiento

Cuando un sistema de refrigeración tiene una válvula de expansión, el subenfriamiento es el método de elección para determinar la cantidad de carga correcta. Para todas las

condiciones, un sistema de refrigeración correctamente cargado tendrá un subenfriamiento específico. Este subenfriamiento específico se denomina subenfriamiento objetivo [63]. El subenfriamiento objetivo es específico para el equipo individual y está impreso en la placa de identificación de la unidad exterior [64].

El subenfriamiento medido se compara con el subenfriamiento objetivo. Si el subenfriamiento medido es más de $-16.11\text{ }^{\circ}\text{C}$ más alto que el subenfriamiento objetivo, la unidad está sobrecargada y es necesario eliminar el refrigerante [65]. De manera similar, si el subenfriamiento medido es menor que el subenfriamiento objetivo en más de $-16.11\text{ }^{\circ}\text{C}$, la unidad no está cargada y es necesario agregar refrigerante [66]. El subenfriamiento es un excelente indicador de cantidad de carga incorrecta en los sistemas con válvula de expansión, pero la cantidad de subcarga o sobrecarga no se ha relacionado directamente con una diferencia dada entre el subenfriamiento medido y el subenfriamiento objetivo [67]. Al igual que con los sistemas de dispositivos de medición fijos, hasta este momento, no se puede decir que un error de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el subenfriamiento indica que la cantidad de carga de refrigerante está pasada en un cierto porcentaje [68].

1.9.4 Visor de vidrio

Este método utiliza una mirilla en la línea de líquido refrigerante (entre el condensador y el dispositivo de control de flujo de refrigerante). Es una prueba de subenfriamiento cualitativa que utiliza la presencia de burbujas para evaluar el nivel de cantidad de carga insuficiente. Se supone que la cantidad de carga es correcta cuando se puede observar un líquido sin burbujas (la falta de cantidad de carga causa burbujas). Sin embargo, la baja presión de descarga del compresor o una restricción de la corriente de la mirilla también pueden hacer que aparezcan burbujas, independientemente de la cantidad de carga. Como resultado, los resultados de esta prueba no son confiables. Este método no se puede utilizar para evaluar la sobrecarga [62].

1.9.5 Cálculo de la cantidad de carga del refrigerante

Los fabricantes generalmente proporcionan la masa que debe cargarse en el equipo, ya que el equipo funciona de manera más confiable con este cargo específico [51].

Ocasionalmente, el sistema necesita recargarse, y esta práctica debe realizarse de una manera que garantice que la misma cantidad de refrigerante se encuentre dentro del equipo que la primera cantidad de carga [12]. El mejor método para determinar la cantidad de carga correcta del refrigerante es calcularlo. El rendimiento del sistema de refrigeración está directamente relacionado con la cantidad de masa de refrigerante en el equipo. Esto significa que hay una cantidad óptima de fluido que requiere menos uso de energía y contribuye indirectamente a una reducción en la producción de gases de efecto invernadero. Otro factor importante en la optimización de la cantidad de carga de fluido es que protege contra la falla del compresor [12].

El mejor enfoque para predecir el inventario de sistemas de refrigeración es encontrar la distribución de la masa de refrigerante en el evaporador y el condensador [12]. La determinación de la cantidad de carga basada en el peso del refrigerante se puede aplicar a cualquier sistema, pero el refrigerante debe retirarse del sistema para ser pesado. Además, el valor de la cantidad de carga objetivo proporcionado por el fabricante del equipo debe ajustarse según la longitud de la línea de refrigerante y posiblemente el volumen de la bobina interior [51].

Tabla 5. Métodos para el cálculo de masa de refrigerante en un sistema DX-SAHP.

Método	Tipo de análisis	Ubicación del equipo utilizado	Descripción
Estimación de fracción de vacío [52, 53, 54, 55].	Experimental	Líneas de conducción	Cierre rápido de válvulas
Prueba de sobrecalentamiento [62].	Experimental	Antes del ingreso al compresor	Medición de temperatura y presión
Prueba de subenfriamiento [68].	Experimental	Válvulas de expansión	Subenfriamiento objetivo
Visor de vidrio [62].	Experimental	Entre el condensador y el medidor de flujo del refrigerante	Presencia de burbujas
Cálculo de la cantidad de carga de refrigerante [12, 51].	Analítico	Previo arranque del equipo	Cálculo previo del refrigerante

En este capítulo se analizó el estado del arte sobre sistemas de refrigeración por compresión de vapor, particularizando en sistemas DX-SAHP. El propósito fue investigar los refrigerantes empleados en estos sistemas, así como los métodos de cantidad de carga.

En la actualidad existen varios métodos para el cálculo de la cantidad de carga de refrigerante óptima en un sistema de refrigeración por compresión de vapor, como se presentó en la Tabla 5, donde están los diferentes métodos explorados, con el fin de encontrar el más adecuado sin que afecte la operatividad del sistema.

El método seleccionado es del cálculo de la cantidad de carga de refrigerante, el cual permite ingresar la cantidad óptima de fluido de trabajo en el sistema de refrigeración por compresión de vapor antes del arranque del sistema evitando el daño en algún componente o equipo sin comprometer el rendimiento del sistema una vez que se encuentre operando.

CAPÍTULO II

MODELOS PARA DETERMINAR EL CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE CARGA DE REFRIGERANTE

Este capítulo expone el análisis y revisión de ecuaciones que caracterizan, tanto al rendimiento como a la cantidad de carga de refrigerante, de un sistema de refrigeración por compresión de vapor [69], las cuales son necesarias para el entendimiento de una bomba de calor en condiciones y parámetros que gobiernan su puesta en marcha [5]. La cantidad total de masa de refrigerante en un sistema de refrigeración se encuentra repartida entre los componentes en el equipo de refrigeración, el evaporador, condensador, válvula de expansión, compresor y tuberías [5].

Los fabricantes, generalmente, proporcionan la masa que debe cargarse en el equipo, esto permite que funcione de manera más confiable. Sin embargo, el sistema en ocasiones necesita recargarse y esta acción debe ser garantizada [70] sin afectar la cantidad previa de refrigerante que se encuentra dentro del equipo [12]. El mejor método para determinar la cantidad de carga correcta de refrigerante es siempre calcularlo.

2.1 Modelo numérico de cálculo rápido

En el estudio Kong et al. [7], se desarrolló un modelo numérico de cálculo rápido para las propiedades termodinámicas y de transporte del refrigerante, que se basa en el método de ajuste de la función polinomial y la ecuación de estado de Martin-Hou [71].

2.1.1 Colector/evaporador solar

El sistema DX-SAHP tiene un sistema basado en una serie de colectores solares de placa plana sin ningún tipo de aislamiento de acristalamiento o respaldo, así como el evaporador para refrigerante [7]. Generalmente el refrigerante en el colector/evaporador recorre a su vez a través de la región bifásica y la región de sobrecalentamiento. Este modelo matemático supone que el flujo de refrigerante en la tubería es un flujo homogéneo unidimensional a lo largo del eje y que la difusión de masa y la conducción de calor del refrigerante se descuidan a lo largo del eje [71].

La ganancia de calor útil del colector/evaporador solar [72] se puede evaluar de la siguiente manera, ecuación (1):

$$\dot{Q}_{col} = A_{col} \cdot F' \cdot [S - U_L \cdot (T_m - T_a)] \quad (1)$$

Donde:

\dot{Q}_{col} = Calor ganado del colector/evaporador, [W]

A_{col} = Área de la sección del colector, [m²]

F' = Factor de eficiencia del colector, [adimensional]

S = Diferencia entre la radiación solar absorbida por el colector por unidad de área

y pérdida de calor total de radiación de la superficie del colector, [W·m⁻²]

U_L = Coeficiente de pérdida de calor total de la placa del colector, [W·m⁻²·K⁻¹]

T_r = Temperatura promedio del refrigerante en la entrada y la salida de la sección infinitesimal del colector solar / evaporador, [K]

T_a = Temperatura del aire ambiente, [K]

El área del colector está dada por la siguiente ecuación (2):

$$A_{col} = \frac{l}{L} A \quad (2)$$

Donde:

A = Área total de colector/evaporador solar, [m²]

L = Longitud total de la tubería, [m]

l = longitud del tubo de la sección infinitesimal, [m]

Considerando que la resistencia térmica de la unión entre el tubo y placa colectora se puede descuidar, el factor de eficiencia del colector viene dado por la ecuación (3)

$$F' = F + (1 - F) \cdot \left(\frac{d_o}{w} \right) \quad (3)$$

Donde:

F = Eficiencia de la aleta, [adimensional]

d_o = Diámetro externo de la tubería, [m]

w = Distancia entre tuberías, [m]

La eficiencia de la aleta viene dada por la ecuación (4):

$$F = \frac{\tanh U_b}{U_b} \quad (4)$$

Donde:

U_b = Número adimensional [adimensional]

El número adimensional se lo puede calcular utilizando la ecuación (5):

$$U_b = \frac{w-d}{2} \cdot \sqrt{\frac{U_L}{\lambda_p \cdot \delta_p}} \quad (5)$$

Donde:

λ_p = Conductividad térmica de la placa del colector, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

δ_p = Espesor de la placa del colector, [m]

La diferencia entre la radiación solar absorbida por el colector por unidad de área y la pérdida de calor total de radiación de la superficie del colector se puede calcular mediante la ecuación (6).

$$S = \theta \cdot I - \varepsilon \cdot q_o \quad (6)$$

Donde:

θ = Capacidad de absorción de la placa colectora, [adimensional]

I = Intensidad de la radiación solar en la placa colectora, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

ε = Emisividad de la placa colectora, [adimensional]

q_o = Diferencia entre la potencia emisiva por unidad de área de un cuerpo negro a temperatura ambiente y el poder emisivo del cielo, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

La diferencia entre la potencia emisiva por unidad de área de un cuerpo negro a temperatura ambiente y el poder emisivo del cielo se calcula de acuerdo a la ecuación (7).

$$q_0 = \sigma \cdot T_a^4 - q_\infty \quad (7)$$

Donde:

σ = Constante de Stefan-Boltzmann, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$]

q_∞ = Radiación del cielo, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

El coeficiente de pérdida de calor total de placa del colector está dado por la ecuación (8):

$$U_L = \alpha + 4\varepsilon \cdot \xi \cdot T_a^3 \quad (8)$$

Donde:

α = Coeficiente de convección, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

2.1.2 Compresor

El modelo de parámetros agrupados se utiliza para establecer el modelo matemático del compresor [71]. Se muestra la ecuación (9) para un compresor rotativo y hermético de pequeña escala el caudal másico del refrigerante [7].

$$m_r = \frac{N \cdot \varphi \cdot V_d}{60 v_{suc}} \quad (9)$$

Donde:

N = Velocidad de giro del compresor, [$\text{rev} \cdot \text{min}^{-1}$]

v_{suc} = Volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor, [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

φ = Eficiencia volumétrica del compresor, [adimensional]

V_d = Tasa de volumen de desplazamiento del compresor, [$\text{m}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$]

La caída de presión tanto en la entrada y la salida del compresor es despreciada, siendo el consumo de energía eléctrica del compresor, ecuación (10).

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

Donde:

- W_{com} = Consumo de energía del compresor, [W]
- p_{suc} = Presión de succión del compresor, [Pa]
- p_{dis} = Presión de descarga del compresor, [Pa]
- η_{com} = Eficiencia total del compresor, [adimensional]
- κ = Índice politrópico del vapor del refrigerante, [adimensional]

La temperatura de descarga del compresor viene dada por la siguiente ecuación (11).

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

Donde:

- T_{dis} = Temperatura de descarga del compresor, [K]
- T_{suc} = Temperatura de carga del compresor, [K]

2.1.3 Condensador

El condensador posee un tubo de cobre, serpentín, que se sumerge en el tanque de agua caliente [71]. Empleando el método anterior, el tubo de cobre en el condensador también se puede dividir en muchas secciones con la misma diferencia de entalpías [7].

El Calor ganado en el condensador se puede calcular como lo demuestra la ecuación (12):

$$\dot{Q}_w = M_w \cdot C_{pw} \frac{dT_w}{d\tau} \quad (12)$$

Donde:

- \dot{Q}_w = Calor ganado en el condensador, [W]
- M_w = Masa total del agua en el tanque, [kg]
- C_{pw} = Calor específico del agua, [J·kg⁻¹·K⁻¹]
- T_w = Temperatura del agua, [K]
- τ = Tiempo de calentamiento, [min]

Tomando en cuenta la pérdida de tanque de agua caliente, el balance de calor del condensador se muestra a continuación, ecuación (13):

$$\dot{Q}_w = \zeta \cdot \dot{Q}_{r,con} \quad (13)$$

Donde:

- $\dot{Q}_{r,con}$ = Calor liberado del refrigerante en el condensador, [W]
- ζ = Coeficiente de fuga de calor del tanque de agua, [adimensional]

La ecuación (14) muestra el calor liberado del refrigerante en el condensador.

$$\dot{Q}_{r,con} = U_{con,o} \cdot A_{con,o} \cdot (T_{rm,con} - T_w) \quad (14)$$

Donde:

- $U_{con,o}$ = Coeficiente de transferencia de calor global del área exterior del tubo del condensador, [W·m⁻²·K⁻¹]
- $A_{con,o}$ = Área exterior del tubo del condensador, [m²]
- $T_{rm,con}$ = Temperatura promedio de entrada del refrigerante, [K]

U_{con} se expresa mediante la ecuación (15):

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

Donde:

α_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el refrigerante y la pared interior del tubo del condensador, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

α_w = Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el agua y la pared exterior del tubo del condensador, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$A_{con,i}$ = Área interior de tubo del condensador, [m^2]

$A_{con,m}$ = Área promedio del tubo del condensador, [m^2]

$\delta_{con,o}$ = Espesor del tubo del condensador, [m]

λ_{con} = Conductividad térmica del tubo del condensador, [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

2.1.4 Cantidad de carga del refrigerante en el sistema

La cantidad de refrigerante siempre es importante para converger al modelo del sistema, es la suma de cada componente en estado monofásico o bifásico [71]. El refrigerante monofásico se puede dividir en dos tipos, el estado subenfriado, existe en el condensador, el compresor, el área sobrecalentada en el condensador y los tubos de conexión. Además, incluir el estado sobrecalentado, encontrándose principalmente en el área del colector/evaporador. Mientras el refrigerante de dos fases existe principalmente en el colector/evaporador solar, el condensador y las tuberías de conexión [7].

En la ecuación (16) se detalla la cantidad de carga de refrigerante bifásico M_{tp} .

$$M_{tp} = \int_0^V [\gamma \cdot \rho_v + (1 - \gamma) \cdot \rho_l] dV \quad (16)$$

Donde:

γ = Fracción de vacío, [adimensional]

ρ_l = Densidad de líquido saturado del refrigerante, [$kg \cdot m^{-3}$]

ρ_v = Densidad de vapor del refrigerante, [$kg \cdot m^{-3}$]

V = Volumen de refrigerante, [m³]

De la misma forma en la ecuación (17) se observa la cantidad de carga de refrigerante monofásico M_{sp} .

$$M_{sp} = \int_0^V \rho_{sp} dV \quad (17)$$

Donde:

ρ_{sp} = Densidad del refrigerante en una fase, [kg·m⁻³]

La cantidad total de carga de refrigerante del sistema se puede calcular mediante la siguiente ecuación (18):

$$M_r = M_{com} + M_{tp,con} + M_{tp,col} + M_{tp,pip} + M_{sp,col} + M_{sp,con} + M_{sp,pip} \quad (18)$$

Donde:

M_{com} = Cantidad de carga de refrigerante en el compresor, [kg]

$M_{tp,col}$ = Cantidad de carga de refrigerante en el colector/evaporador solar en estado bifásico, [kg]

$M_{tp,con}$ = Cantidad de carga de refrigerante en el serpentín de condensador en estado bifásico, [kg]

$M_{tp,pip}$ = Cantidad de carga de refrigerante en tuberías de conexión en estado bifásico [kg]

$M_{sp,col}$ = Cantidad de carga de refrigerante en el colector/evaporador solar en estado monofásico, [kg]

$M_{sp,con}$ = Cantidad de carga de refrigerante en el serpentín de condensador en estado monofásico, [kg]

$M_{sp,pip}$ = Cantidad de carga de refrigerante en las tuberías de conexión en estado monofásico, [kg]

2.2 Método utilizado para predecir la masa en un intercambiador de calor

Durante mucho tiempo se han discutido métodos simplificados, para el cálculo de la cantidad de masa en cada unidad de refrigeración. Dentro de estos estudios, Dmitrивev y Pisarenko [69] sugirieron una relación que depende principalmente de los volúmenes y del condensador. Otaki desarrolló un método clásico para determinar la masa dentro de un sistema de refrigerante, en el que la distribución de masa se obtiene del balance de energía entre los fluidos secundarios (aire, agua u otro) y el fluido de una sola fase en el evaporador (vapor) y condensador (vapor y líquido) teniendo como error promedio un 10 %, siendo el éxito de este método la correlación para el coeficiente de transferencia de calor externo [73]. El éxito del método depende de la existencia de correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor externo, haciendo difícil encontrar para equipos nuevos. Por esta razón, el método propuesto, llamado método de Otaki modificado, requiere los coeficientes de transferencia de calor por evaporación (ebullición) y condensación, sin necesidad de los coeficientes de transferencia de calor externos, teniendo un error promedio entre 5.1 y 7.2 % [12].

Machado et al. [73] estudiaron este sistema elaborando mediciones fijas de la masa del refrigerante en diversas condiciones de ejecución, el método se valida mediante mediciones de estado estable para un intercambiador de calor coaxial y se realizó una validación en un calentador de agua [12].

2.2.1 Método de Otaki

Para trabajar con este método, se considera en la ecuación (19) el flujo de refrigerante en contracorriente con agua en un evaporador [73]. El volumen de control que implica el tubo de refrigerante, justo en la región sobrecalentada, nos permite determinar el balance de energía del refrigerante y el lado del agua [12].

$$\dot{Q}_{sh} = m_r \cdot (h_{r2} - h_{r3}) = m_s \cdot C_{ps} \cdot (T_{s1} - T_{s3}) \quad (19)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{sh} &= \text{Tasa de transferencia de calor del fluido secundario al refrigerante, [W]} \\ m_r &= \text{Flujo másico del refrigerante, [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \end{aligned}$$

- m_s = Flujo másico del fluido secundario, [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
 C_{ps} = Calor específico del fluido secundario, [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 $h_{r2}; h_{r3}$ = Entalpías del refrigerante, [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 $T_{s1}; T_{s3}$ = Temperaturas del fluido secundario a la entrada y salida, respectivamente, [K]

La tasa de transferencia de calor del fluido al refrigerante se expresa por la ecuación (20).

$$\dot{Q}_{sh} = U_{sh} \cdot s_{sh} \cdot \Delta T_{sh} \quad (20)$$

Donde:

- s_{sh} = Área de superficie de transferencia de calor, [m^2]
 ΔT_{sh} = La diferencia de temperatura logarítmica, [K]
 U_{sh} = Coeficiente de transferencia de calor global, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

El coeficiente de transferencia de calor global lo podemos calcular según la ecuación (21).

$$U_{sh} = \left(\frac{1}{u_r} + R_w + \frac{1}{u_s \cdot R_s} \right) \quad (21)$$

Donde:

- $u_r; u_s$ = Coeficientes de transferencia de calor del refrigerante y el fluido secundario, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 R_w = Resistencia térmica de la pared (entre el refrigerante y el fluido secundario), [$\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]
 R_s = Relación de superficie entre el área de superficie secundaria y el área de la superficie de refrigerante

Fórmula de la diferencia de temperatura logarítmica, ecuación (22).

$$\Delta T_{sh} = \frac{[(T_{s3} - T_{r1}) - (T_{s1} - T_{r2})]}{\ln \left[\frac{(T_{s3} - T_{r1})}{(T_{s1} - T_{r2})} \right]} \quad (22)$$

Todas las cantidades anteriores se refieren exclusivamente a la región sobrecalentada, a excepción de m_r y m_s que son constantes en todo el intercambiador de calor, y C_{ps} que varía ligeramente [12].

La masa monofásica, se obtiene producto de la densidad del refrigerante por el volumen del área de sobrecalentamiento, tomando muy en cuenta que la densidad del vapor depende de la temperatura promedio [12]. Debido a la constante e importante variación de la densidad dentro del sistema resulta más complicado el cálculo de la masa bifásica, llevando al área de evaporación a dividirse en N volúmenes de control y considerando a la densidad diferente en cada uno de estos volúmenes para obtener resultados, de esta manera precisar resultados [74].

La masa de cada uno de estos volúmenes de control se calcula al encontrar el producto [74] de la densidad de dos fases (ρ_{tp}) y el volumen de control (ΔV), su fórmula se demuestra en la ecuación (23)

$$M_{bo} = \sum (\rho_{tp} \cdot \Delta V) \quad (23)$$

La densidad del líquido saturado se expresa mediante la ecuación (24).

$$\rho_{tp} = \rho_l \cdot (1 - \gamma) + \gamma \cdot \rho_v \quad (24)$$

Donde:

ρ_l = Densidad de líquido saturado, [kg·m⁻³]

ρ_v = Densidad de vapor, [kg·m⁻³]

γ = Fracción de vacío

Para el desarrollo de este método se utilizó el cálculo de la correlación de Hughmark [75] que es una función de la calidad del vapor, temperatura de saturación

y flujo de masa [73]. La correlación de Hughmark para la fracción de vacío (γ) está dada por la ecuación (25), esta es la relación de fracción de vacío dada por un modelo homogéneo el cual supone que las velocidades del refrigerante en estado líquido y de vapor son iguales y x es la calidad del vapor [12].

$$\gamma_{\text{hom}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{\rho_v \cdot (1-x)}{\rho_l \cdot x} \right]} \quad (25)$$

En la segunda relación, γ es la fracción de vacío que se determina en la ecuación (26), y el factor K depende del parámetro Z empírico, dado en la Tabla 6.

$$\gamma = K \cdot \gamma_{\text{hom}} \quad (26)$$

En la segunda relación, γ es la fracción de vacío que debe determinarse, y el factor K depende del parámetro Z empírico, dado en la Tabla [76]. El parámetro Z se calcula mediante la ecuación (27)

$$Z = \left[\frac{d_i \cdot G}{\mu_l + \gamma \cdot (\mu_v - \mu_l)} \right]^{\frac{1}{6}} \left\{ \frac{1}{g \cdot d_i} \left[\frac{G \cdot x}{\rho_v \cdot \gamma_{\text{hom}} \cdot (1 - \gamma_{\text{hom}})} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{8}} \quad (27)$$

Donde:

- d_i = Diámetro interior del tubo, [m]
- μ_l = Viscosidad dinámica en la fase líquido, [Pa·s]
- μ_v = Viscosidad dinámica en la fase de vapor, [Pa·s]
- G = Flujo de masa, [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$]
- g = Gravedad, [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

El flujo de masa se obtiene mediante la ecuación (28).

$$G = m_r \cdot A^{-1} \quad (28)$$

En la ecuación (29) se observa el cálculo para determinar el área.

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (29)$$

Tabla 6. Factor k de la correlación de Hughmark en función del parámetro Z [76].

Z	1.3	1.5	2	3	4	5	6	7	10	15	20	40	70	130
K	0.185	0.225	0.325	0.49	0.605	0.675	0.72	0.767	0.78	0.808	0.83	0.88	0.93	0.98

Para realizar estos cálculos, se consideró un perfil lineal de calidad a lo largo del intercambiador de calor [12].

2.2.2 Método de Otaki modificado

Este método alternativo se basa en convertir el problema en un sistema algebraico de dos ecuaciones y dos incógnitas [76]. Una de las incógnitas sigue siendo el área de superficie de la región sobrecalentada (s_{sh}), y la otra incógnita es el coeficiente de transferencia de calor en el lado secundario (u_s, R_s) [12]. La ecuación (30) se obtiene aplicando el balance de energía a la región bifásica, como se describe en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{bo} = m_r \cdot (h_{r3} - h_{r1}) = m_s \cdot C_{ps} \cdot (T_{s3} - T_{s2}) \quad (30)$$

Donde:

- \dot{Q}_{bo} = Velocidad de transferencia de calor del fluido secundario al refrigerante en la región de evaporización; [W]
- $h_{r1}; h_{r3}$ = Entalpías del refrigerante, [kJ·kg⁻¹]
- $T_{s2}; T_{s3}$ = Temperaturas del fluido secundario a la entrada y salida, respectivamente, [K]

La Velocidad de transferencia de calor del fluido secundario al refrigerante en la región de evaporización también se puede calcular según la ecuación (31).

$$\dot{Q}_{bo} = U_{bo} \cdot s_{bo} \cdot \Delta T_{bo} \quad (31)$$

Donde:

s_{bo} = Área de superficie de transferencia de calor, [m²]

ΔT_{bo} = La diferencia de temperatura logarítmica, [K]

U_{bo} = Coeficiente de transferencia de calor global, [W·m⁻²·K⁻¹]

El coeficiente de transferencia de calor global se manifiesta en la ecuación (32)

$$U_{bo} = \left(\frac{1}{u_{bo}} + R_w + \frac{1}{u_s \cdot R_s} \right)^{-1} \quad (32)$$

Donde:

u_{bo} = Coeficiente de transferencia de calor en ebullición, [W·m⁻²·K⁻¹]

La ecuación (33) muestra la diferencia de temperatura logarítmica.

$$\Delta T_{sh} = \frac{[(T_{s2} - T_{r1}) - (T_{s3} - T_{r1})]}{\ln \left[\frac{(T_{s2} - T_{r1})}{(T_{s3} - T_{r2})} \right]} \quad (33)$$

Importante notar que u_s y R_s se consideran constantes en las regiones monofásicas y bifásicas, haciendo posible esta evaluación [76]. La superficie s_{bo} no es una incógnita en el problema porque puede escribirse como la diferencia entre la superficie total y la superficie sobrecalentada [12].

El coeficiente de transferencia de calor en ebullición (u_{bo}) se calcula mediante las siguientes ecuaciones (34) y (35)

$$u_{bo} = C \cdot \left(\frac{1}{X} \right)^\xi \cdot u_1 \quad (34)$$

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (35)$$

Addoms y Dengler [77] expresan originalmente éstas es la forma elemental de una correlación clásica empleada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en ebullición [73].

Machado [74] desarrolló valores para determinar el factor C y el exponente ξ los cuales dependen del flujo. Para flujo horizontal, $C = 3.4$ y $\xi = 0.45$. Para flujo vertical $C = 3.0$ y $\xi = 0.67$. El término X es el parámetro de Martinelli, que depende de la calidad del vapor [74], las densidades ρ_l, ρ_v y las viscosidades dinámicas de las fases líquida y vapor μ_l, μ_v . Para aplicar el método Otaki modificado en un condensador, el balance de energía debe aplicarse en las regiones de vapor sobrecalentado, líquido subenfriado y condensación. Las incógnitas en este problema son las superficies de las regiones de flujo monofásicas y el coeficiente de transferencia de calor del fluido secundario [74]. El valor de superficie de la región de condensación se obtiene restando la superficie total del intercambiador de calor del total de las regiones monofásicas [73]. Finalmente, las masas de refrigerante en las tres regiones se calculan utilizando la misma metodología aplicada al evaporador [12].

2.3 Método de nomograma

Dimitriyev y Pisarenko [69] muestran un método que evalúa la cantidad de carga óptima de refrigerante, dependiendo principalmente de los volúmenes del evaporador y condensador, corroborado por la ecuación (36) de la cantidad de carga de refrigerante [70].

$$M_r = 20 + 0.6 V_{ev} \quad (36)$$

Donde:

M_r = Masa de refrigerante, [kg]

V_{ev} = Capacidad interna del evaporador, [m³]

Al aplicar esta fórmula a unidades de refrigeradores domésticos se demostró que proporciona un llenado excesivo [70]. Esta fórmula no tiene suficientemente en cuenta las peculiaridades del tubo capilar y el condensador [69]. Por esta razón Dimitriyev y Pisarenko [69] desarrollaron una investigación especial donde resaltan que la cantidad

de carga óptima de refrigeración no depende del tiempo de operación fraccional a diferentes capacidades del evaporador [70]. Definiendo así el coeficiente de rendimiento de la unidad por la ecuación. (37).

$$K_c = \dot{Q}_0 \quad (37)$$

Donde:

\dot{Q}_0 = Producto en frío de la unidad, [W]

$$\dot{Q}_0 = k_F \cdot (t_s - t_i) \quad (38)$$

Donde:

k_F = Coeficiente de entrada de calor del gabinete, [W · °C⁻¹]

t_s = Temperatura del medio circundante, [°C]

t_i = Temperatura interna promedio del gabinete, [°C]

Es decir,

$$t_i = \frac{(t_1 \cdot V_1 + t_2 \cdot V_2)}{V_1 + V_2} \quad (39)$$

t_1, t_2 = Temperaturas medias en las secciones de baja y alta, respectivamente, [°C]

V_1, V_2 = Capacidad de las secciones de baja y alta temperatura respectivamente, [m³]

N = Potencia consumida por el compresor, [W]

La tasa de disminución de K_c con sobrellenado es mayor que la de un llenado insuficiente del sistema [69]. La dependencia de la cantidad de carga de refrigerante óptima (M) [70], en la capacidad del evaporador V_{ev} puede estar correlacionada por la ecuación (40); es válida para una capacidad de condensador de 117 cm³:

$$M_r^* = 38 + 0.41 V_{ev} \quad (40)$$

Dimitriyev y Pisarenko [69] desarrollaron una investigación que muestran que la cantidad de carga óptima de refrigerante con diferentes capacidades del condensador no depende no del tiempo de operación fraccional [70]. La dependencia de la cantidad de carga óptima de refrigerante en la capacidad del condensador, a una capacidad constante del evaporador de 139 cm³, se puede aproximar dentro del 5 % mediante una línea recta dada por la ecuación (41)

$$M_r^* = 0.62 V_{con} + 18 \quad (41)$$

Las ecuaciones (40) y (41) son verdaderas solo a valores específicos de las capacidades del condensador del evaporador [70]. Se ha construido un nomograma (Figura13) para definir una dosis óptima de refrigerante para unidades de refrigeración con cualquier combinación de capacidades de evaporador y condensador [69].

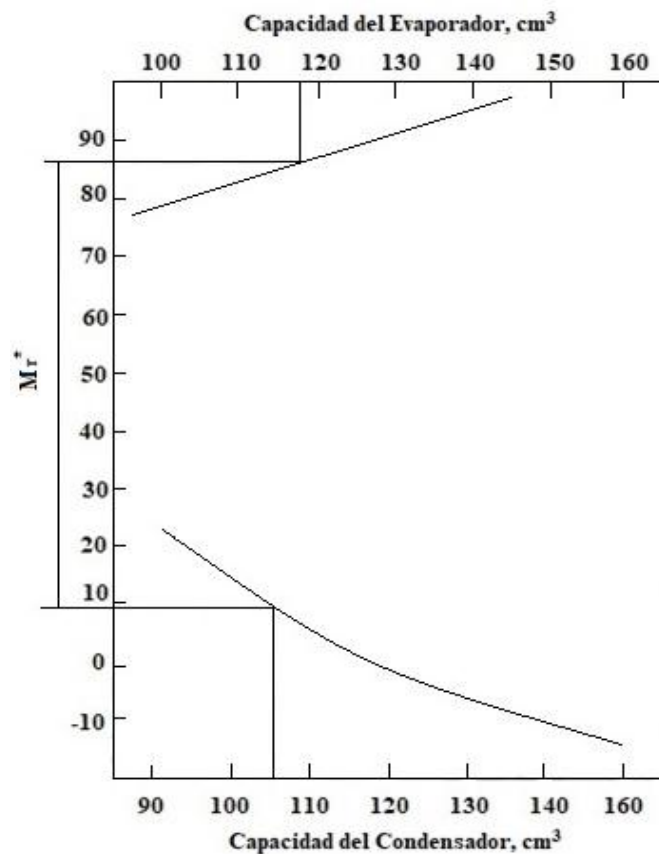


Figura 13. Nomograma para determinar la de carga óptima del refrigerante [69].

En la parte superior del nomograma se muestra la dependencia M_r^* . Las partes superior e inferior del nomograma están unidas por ejes comunes [69]. La cantidad de carga de

refrigerante óptima para la unidad de un refrigerador doméstico también se puede calcular mediante la ecuación (42)

$$M_r^* = 0.41 V_{ev} + 0.62 V_{con} - 38 \quad (42)$$

El nomograma y la fórmula son aplicables en un rango de capacidades de evaporador de 100-140 cm³ y capacidades de condensador de 90-150 cm³ [69]. Respecto al desarrollo del presente capítulo se han descrito ciertas consideraciones las cuales se precisan a continuación:

Tabla 7. Métodos de cálculo de masa de refrigerante en un sistema DX-SAHP

Métodos de cálculo	Modelo aplicado	Consideraciones	Tipo de método
Modelo Numérico de Cálculo Rápido [7].	Matemático	Ecuación de Estado de Martin-Hou	Indirecto
Otaki Clásico [12].	Matemático	Correlaciones, balances energéticos, flujo del refrigerante estar en contra corriente con respecto al agua en un evaporador	Indirecto
Otaki Modificado [12].	Matemático	Sistema algebraico de dos ecuaciones y dos incógnitas, balances energéticos	Indirecto
Nomograma [69].	Nomograma	Volúmenes del evaporador y del condensador	Directo

En el presente capítulo, se determinaron varios métodos de cálculos matemáticos para determinar la cantidad de carga óptima del refrigerante en un sistema de refrigeración por compresión de vapor. En la Tabla 7, se aprecia los diferentes métodos de cálculos analizados con la finalidad de encontrar el más conveniente sin que afecte la operatividad del sistema.

Se aplicó el método de Nomograma que depende exclusivamente de la capacidad volumétrica en el condensador y evaporador. En la Tabla 8 se muestran las dimensiones características del evaporador y condensador que posee el equipo en donde se desarrollaron las pruebas. Se aprecia que la capacidad volumétrica del evaporador y condensador fue de 113 y 122.37 cm³, respectivamente.

Tabla 8. Detalle de medidas del evaporador y condensador.

Equipo	Diámetro (cm)	Longitud (cm)	Capacidad volumétrica (cm ³)
Evaporador	1	143.88	113
Condensador	1.5875	56.77	112.37

Se procedió a reemplazar los valores en la ecuación (42), llegando a la cantidad óptima de fluido de trabajo en el sistema de refrigeración por compresión de vapor de 84.2 gramos. En la Figura 14 se ratifica lo calculado pues, en el eje x inferior se muestra la selección de la capacidad del condensador de 122 cm³, al interceptarse con la curva direccionando al valor de $M_r^* = -1$, de la misma forma en el eje x superior se ingresó con una capacidad del evaporador de 113 cm³ al tocar con la pendiente permitió direccionar al valor de $M_r^* = 83$. Tomando el valor absoluto en el eje de las ordenadas se obtuvo que la cantidad de carga óptima del refrigerante para el sistema es de $M_r^* = 84$ g.

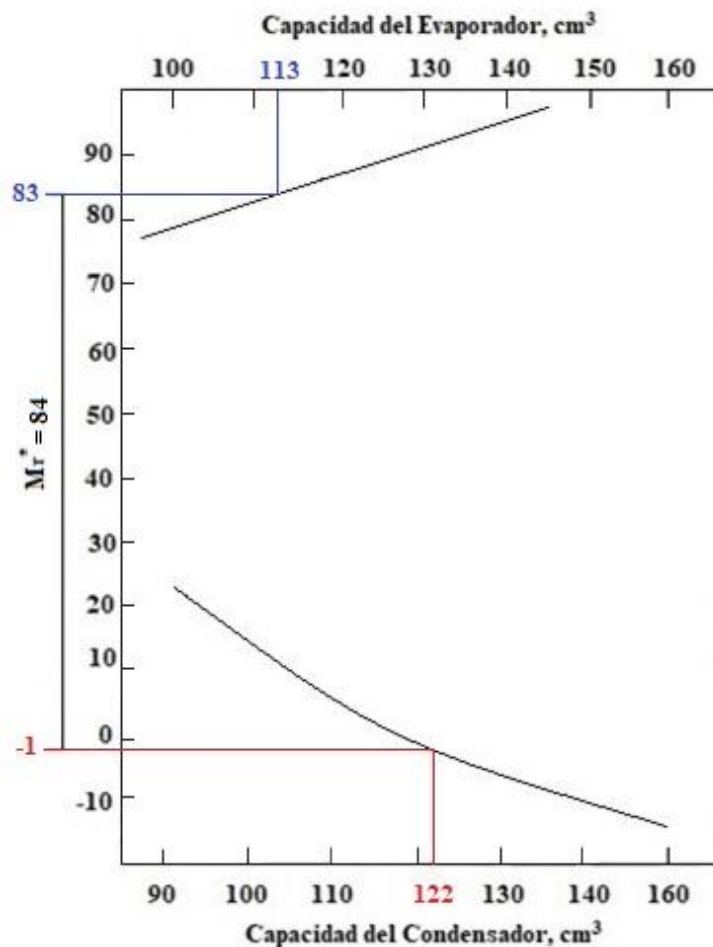


Figura 14. Nomograma característico del sistema DX-SAHP con carga de 84 g.

Dimitriyev y Pisarenko [69] consideran en este método un error de $\pm 5\%$. Tomando en cuenta estas consideraciones para un mejor desarrollo apreciativo y deductivo se optó por la cantidad de carga óptima el valor de 80 g, la cantidad de carga mínima de 60 g y la cantidad de carga máxima de 100 g, además de realizar pruebas con las cantidades de cargas de 20, 40 y 120 g.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y COSTOS

La representación gráfica de los resultados es una manera muy efectiva de mostrar las relaciones entre los diferentes parámetros, que fueron detallados en los capítulos anteriores, y cómo éstos afectan al rendimiento del sistema de refrigeración por compresión de vapor de acuerdo con los datos experimentales de cada una de las cantidades de cargas realizadas.

En el presente capítulo se analizarán las gráficas obtenidas y se definirá cuál es la cantidad de carga mínima de refrigerante R600a del sistema con el que se obtiene un coeficiente de rendimiento máximo.

3.1 Descripción de equipos e instrumentos instalados

3.1.1 Diagrama esquemático del equipo DX -SAHP

El desarrollo de pruebas se realizó en un equipo DX-SAHP con un compresor tipo convencional (RSIR) de potencia de 124.28 Watts (1/6 hp) y desplazamiento volumétrico de 5.96 cm³. Además, una válvula de expansión electrónica de estrangulamiento isoentálpico y capacidad volumétrica del evaporador de 113 cm³ y condensador 122 cm³.

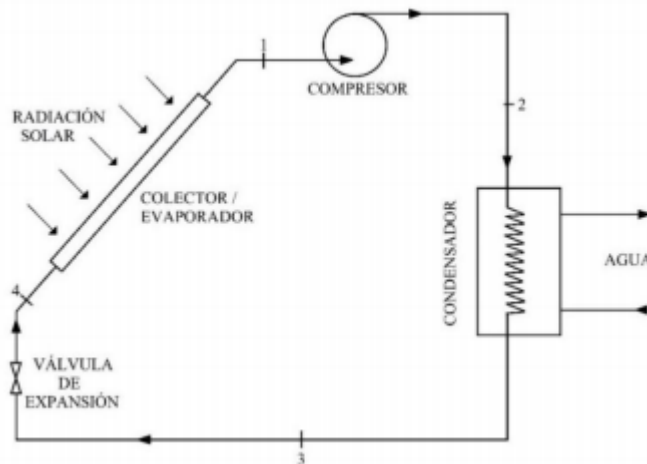


Figura 15. Diagrama esquemático del equipo DX -SAHP [78].

En la Figura 15 se muestra el diagrama esquemático del equipo DX -SAHP por compresión de vapor utilizada en el desarrollo del proyecto de Jaramillo et al [78], el mismo empleado para este proyecto

3.1.2 Propiedades del refrigerante R600a

El refrigerante R600a, o isobutano, es el seleccionado para las pruebas realizadas debido a su gran aporte al impacto ambiental con un potencial de destrucción de Ozono ODP de cero y un potencial global de calentamiento GWP insignificante [79]. Es considerado a nivel mundo un refrigerante natural debido a que como sustancia forma parte de gases de petróleo proveniente de fuentes naturales [79].

Tabla 9. Propiedades del refrigerante R600a [79].

Características	R600a
Nombre	Isobutano
Fórmula	$(\text{CH}_3)_3 \text{CH}$
Temperatura mínima de ignición en °C	460
Límite mínimo de explosión (LEL)	1.5 % (Aprox. 38g/m ³)
Límite máximo de explosión (UEL)	8.5 % (Aprox. 203 g/m ³)
Peso molecular en kg/kmol	58.1
Punto normal de ebullición en °C	-11.6
Presión a -25 °C en bar (absoluto)	0.58
Densidad del líquido a -25 °C en kg/m ³	0.60
Densidad vapor a -25/55/32 °C en kg/m ³	1.3
Capacidad volumétrica a -25/55/32 °C en kJ/m ³	373
Entalpía de vaporización a -25 °C en kJ/kg	376
Presión a +20 °C en bar (absoluto)	3.0
Carga máxima por refrigerador en g	150

En la Tabla 9 se aprecia las propiedades principales del refrigerante R600a, resaltando ser amigable con el medio ambiente, siendo un sustituto muy rentable y eficiente respecto a los refrigerantes tradicionales, pero también tomando en cuenta que su principal desventaja es la inflamabilidad que este presenta.

3.1.3 Instrumentación

La instrumentación nos permite medir, convertir y registrar variables en un proceso o pruebas y luego transmitir las, evaluarlas, analizarlas, monitoréelas con un fin y gran exactitud.

Tabla 10. Detalle de instrumentos meteorológicos.

Instrumento	Especificaciones	Descripción
Pirómetro láser	Precisión	0.1 °C
	Tiempo de respuesta	500 ms
	Capacidad	50 – 380 °C
	Longitud de onda	500 ms
Estación Meteorológica	Conexión	Inalámbrica
	Rango temperatura interna	32 a 60 °C
	Rango dirección del viento	0 – 360°
	Rango radiación solar	0 a 400 Lux
	Capacidad	50 -380 °C

En la Tabla 10 se aprecia las especificaciones y descripciones de los instrumentos utilizados para el desarrollo de las pruebas realizadas en este proyecto.

3.2 Análisis y toma de datos

El proceso de toma de datos se realizó en la ciudad de Quito - Ecuador, durante los meses de octubre de 2018 hasta abril de 2019, aproximadamente seis meses, durante los cuales se realizaron con seis cantidades de cargas de refrigerante R600a: 120, 100, 80, 60, 40 y 20 g, respectivamente.

Para todas las cantidades de cargas mencionadas se tomaron los datos a las mismas horas del día, 10, 12 y 15 horas, para ser comparadas de manera más efectiva, con una temperatura ambiente promedio 18 °C. Para completar las tablas con los parámetros requeridos, los datos se tomaron cada tres minutos, el agua utilizada inició con una temperatura aproximada de 19 °C y la temperatura final de la misma fue de 50 °C, alcanzando esto en un tiempo promedio de 63 minutos.

La Tabla 11 presenta los parámetros climáticos promedios bajo los que se realizaron las pruebas de funcionamiento, como la radiación solar promedio, temperatura ambiente y velocidad de viento.

Tabla 11. Descripción de las pruebas de funcionamiento.

Cantidad de carga [g]	Condición climática	Rad. Solar Promedio [W m ²]	Rad. Solar Max [W m ²]	Rad. Solar Mínima [W m ²]	Temperatura agua promedio [°C]
120	Nublado	636.60	693.50	525.70	19
100	Despejado	652.40	759.70	498.90	20
80	Nublado	605.93	634.30	563.30	22
60	Despejado	659.38	698.10	600.70	20
40	Lluvioso	614.27	684.60	554.40	18
20	Despejado	650.40	750.40	544.00	22

La radiación máxima durante las pruebas fue de 759.70 W·m⁻² con la cantidad de carga de 100 g sin embargo se presentó que la máxima radiación solar promedio, 652,40 W·m⁻², se dio con la cantidad de carga de 60 g la máxima radiación solar mínima de 600.70 W·m⁻². La temperatura promedio del agua en el desarrollo de las pruebas fue de 20 °C.

3.2.1 Tiempo de calentamiento vs. temperatura del agua

El aumento de la temperatura del agua de 18 a 50 °C con respecto al tiempo de calentamiento se muestra en las Figura 16, el análisis inicialmente se realiza con masas de refrigerante de 100 y 60 g que poseen pendientes positivas como las mostradas por Kong et al. [6, 7] y la máxima temperatura del agua se alcanza en un tiempo de 63 min. Con las funciones que representan las cantidades de cargas de refrigerante de 80 y 40 g se obtiene la misma temperatura final del agua en tiempo de 63 minutos, respectivamente.

En la Figura 16 se observa claramente las funciones, a excepción la de 20 g, prácticamente coinciden en una intercepción, obteniendo la temperatura promedio de 35 °C con 120 g, 35.9 °C con 100 g, 36.2 °C con 80g y 35.9 °C con 40 g se comprueba esta aseveración.

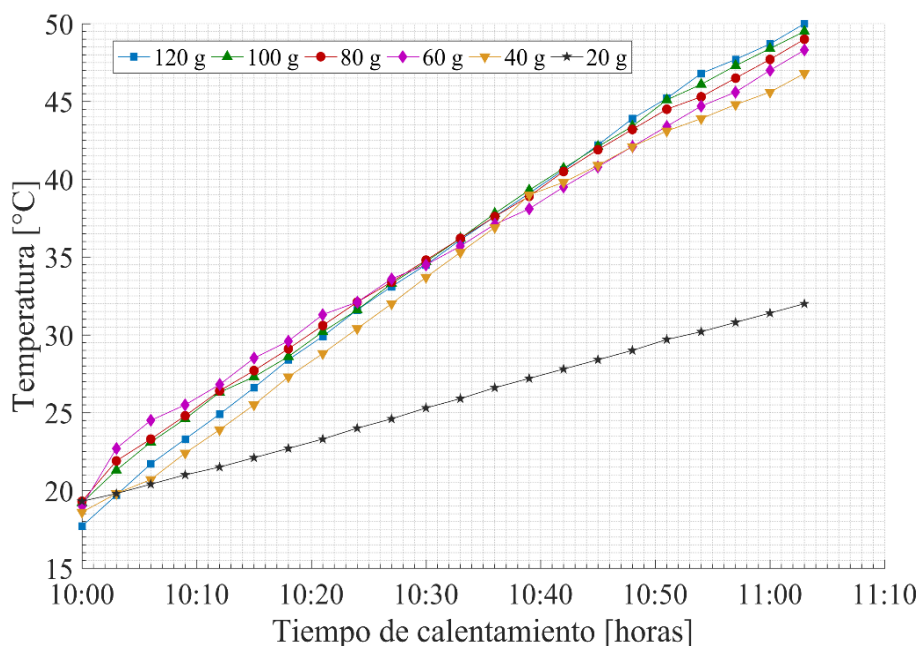


Figura 16. Cambio de temperatura con respecto al tiempo

Y, por último, con la función que representa la cantidad de carga de 20 g se observa claramente que no se consigue la temperatura de 50 °C, ya que a menor cantidad de carga el refrigerante no absorbe calor el evaporador, no obstante, cuando se logra un efecto contrario, exceso de cantidad de carga o sobrecarga, el refrigerante no logra condensarse.

3.2.2 Tiempo de calentamiento del agua vs. flujo másico de refrigerante

El flujo másico del refrigerante dentro de un sistema DX-SAHP es la cantidad de masa que transcurre en el sistema con relación al tiempo. La Figura 17 muestra el cambio en el flujo másico de refrigerante durante el tiempo de calentamiento del agua a lo largo de las pruebas realizadas. Con 80 g de refrigerante, el flujo másico promedio en el sistema fue de $1.23 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, se obtuvo un aumento del 29.27 % con respecto al valor del flujo másico promedio de la cantidad de carga de 40 g de $0.87 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Analizando la cantidad de carga de 120 g, este valor fue $1.36 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, un 9.56 % superior a la cantidad de carga de 80 g.

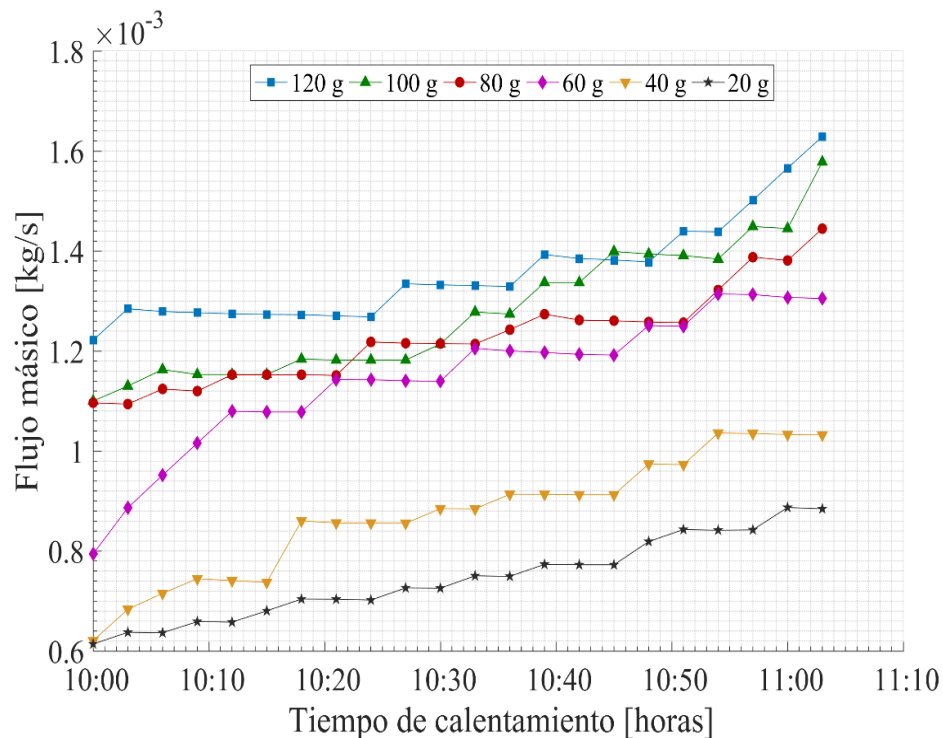


Figura 17. Variación entre el flujo másico y tiempo de calentamiento del agua

Dicha diferencia de flujo másico se da con temperaturas promedios de 35.02, 33.7 y 34.97 °C para las cantidades de cargas de 80, 40 y 120 g, respectivamente.

Se puede finalizar indicando que mientras el flujo másico y el tiempo de calentamiento crecen las cantidades de cargas de refrigerante aumentan su energía recomendando como cantidad de carga óptima los 80 g debido a su mayor estabilidad en el sistema.

3.2.3 Tiempo de calentamiento del agua vs. presión en el compresor

El compresor es un equipo que no está diseñado para operar con líquidos o mezclas líquido-vapor, el refrigerante debe ingresar como vapor sobrecalentado. En la Figura 18 se puede observar la relación entre las presiones de entrada y salida del compresor y el tiempo de calentamiento del agua, en ambos casos las pruebas fueron desarrolladas en un tiempo de 63 minutos.

En la entrada del compresor en las cantidades de cargas de 80 y 20 g se denota que coinciden con la presión mínima de 68.95 kPa mas no con su valor máximo de 102.04 y 117.21 kPa, respectivamente. La máxima presión alcanzada en el sistema, 179.26

kPa, fue con la cantidad de carga de 120 g, teniendo una variación del 75.68 %. A su vez la variación entre la cantidad de carga máxima y mínima de 80 g en el ingreso al compresor es de 32.43 %.

En la salida del compresor, como se muestra en la Figura 18, en la parte inferior, con 20 g de refrigerante se encuentra la mínima presión, 241.32 kPa. Por el otro lado determina el valor de la presión máxima en esta parte del sistema, 703.26 kPa, coincidiendo para la cantidad de carga de 100 g, la diferencia porcentual entre máximos y mínimos fue de 34.32 %. Además, se definió que en la salida del compresor la presión máxima fue de 652.24 kPa y la presión mínima fue de 237.18 kPa para la cantidad de carga de 80 g, esta última con un 1.72 % menor a la de 20 g.

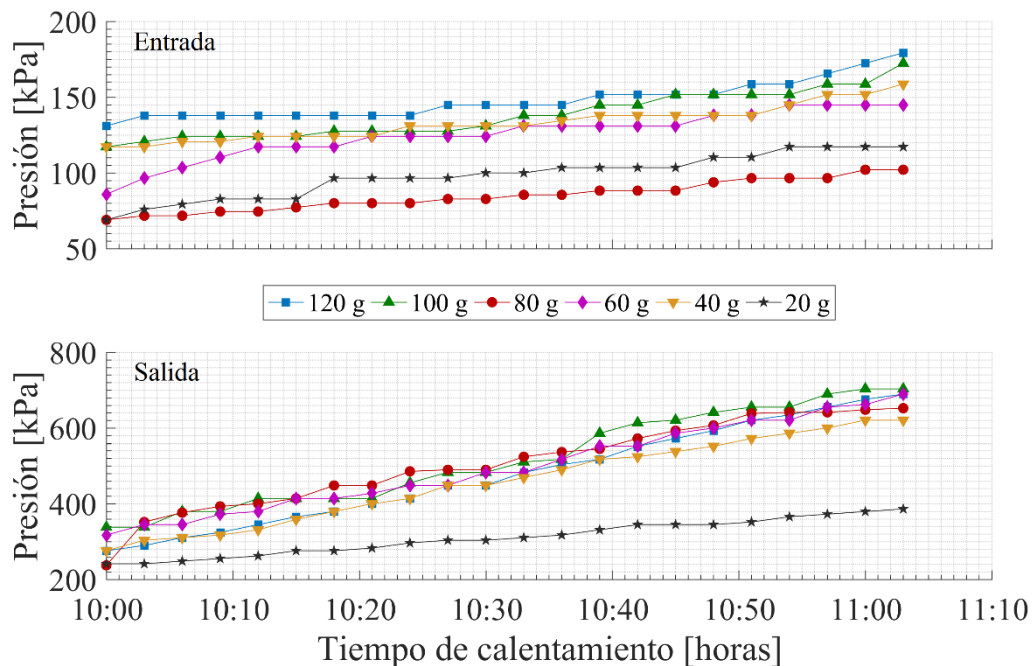


Figura 18. Presión a la entrada y salida del compresor

No se debe considerar para la salida del compresor las máximas presiones obtenidas en 120 y 100 g, es aconsejable evaporar por completo el refrigerante al ingreso del compresor y esto se obtiene sobrecalentándolo ligeramente. Por las razones mencionadas anteriormente se recomienda trabajar con la cantidad de carga de 80 g.

3.2.4 Tiempo de calentamiento del agua vs. COP

El *COP* de una DX-SAHP en un sistema de refrigeración por compresión de vapor es la relación de refrigeración o calentamiento útil para el trabajo requerido. En las bombas de calor, la cantidad de calor en el sistema depende de la diferencia entre el ingreso y salida de temperaturas, si ésta es mayor pues menor será el rendimiento de la máquina. El *COP* promedio de la cantidad de carga de 80 y 60 g son 7.67 y 6.68, respectivamente. Con la cantidad de carga máxima, 120 g, el *COP* promedio fue de 7.01, reduciéndose con respecto a la cantidad de carga de 80 en un 8.60 % y creciendo con respecto a 60 g en un 4.94 %, respectivamente.

Es evidente que la función de la cantidad de carga de refrigerante de 20 g se encuentra sobre las demás, esto se debe a que durante dicha prueba la radiación medida fue superior a las demás, y como se demostró en la Figura 19 el *COP* depende directamente de la radiación.

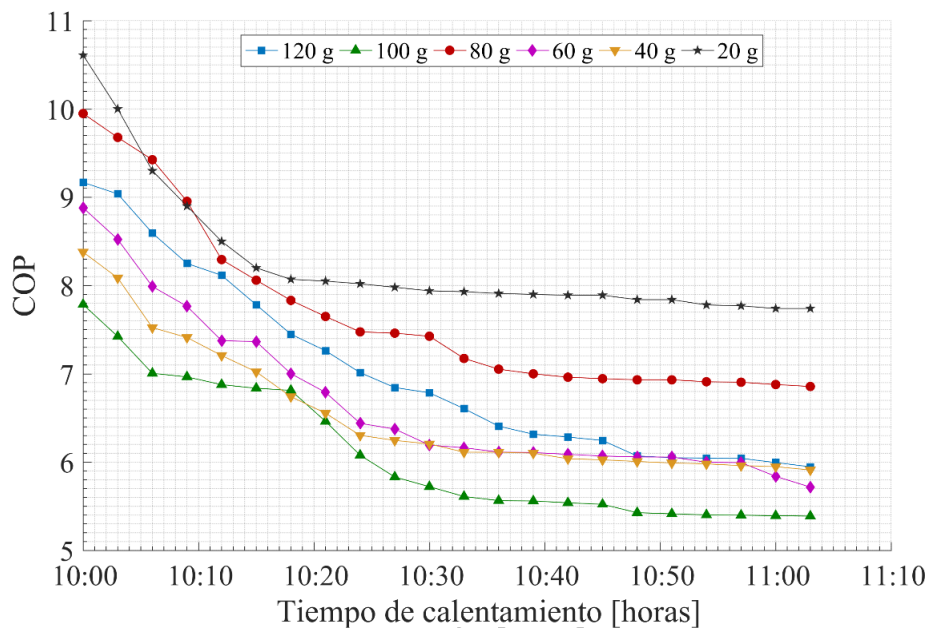


Figura 19. Relación *COP*-tiempo

La Figura 19 muestra que cuando la masa de refrigerante permanece invariante el *COP* decrece rápidamente al aumentar la temperatura del agua de 18 a 50 °C, pero al comparar las rectas se observa que a un determinado tiempo la cantidad de refrigerante afecta poco al *COP*.

3.2.5 Temperatura del agua vs. COP

El efecto de variar la cantidad de carga de refrigerante sobre el coeficiente de rendimiento se representa en la Figura 20. En el estudio realizado por Ito et al. [80] concluyen que el *COP* de diferentes cantidades de cargas de refrigerantes presenta una relación lineal aproximadamente con respecto a la temperatura del agua, y que existe una pequeña diferencia entre las diversas cantidades de cargas de refrigerante.

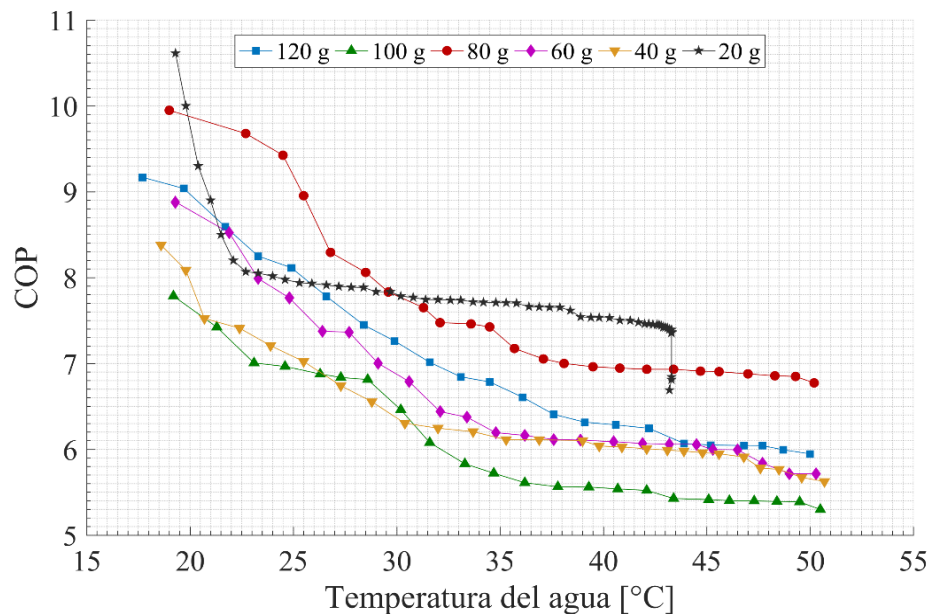


Figura 20. Relación Temperatura del agua vs *COP*.

En la Figura 20, al igual que en Kong et al. [7], se observa como la masa de refrigerante se mantiene mientras el *COP* decrece rápidamente con el incremento de la temperatura del agua, pero a partir de los 40 °C la masa de refrigerante no se afecta en mayor cantidad al *COP* con respecto a la temperatura. En la masa de refrigerante de 80 g, en el proceso de cambio de la temperatura del agua de 18 a 50 °C, su *COP* decrece de 9.95 a 6.86, es decir un 31.06 %. La razón es que mientras la temperatura del agua aumenta, la energía consumida por el compresor también lo hace, pero el calor ganado en el condensador disminuye.

3.2.6 Temperatura Ambiente vs. COP

Kong et al. [81] mencionan en su estudio que es importante notar que, cuando la temperatura de la superficie de la placa del colector/evaporador es menor a la

temperatura ambiente, el colector/evaporador puede ganar energía útil de los alrededores, lo que resulta en un incremento de la eficiencia del colector.

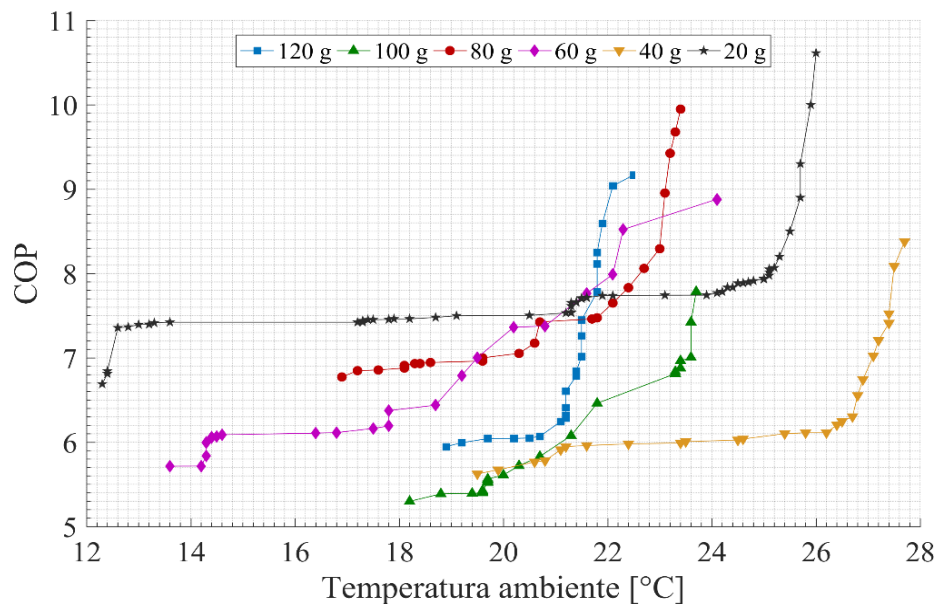


Figura 21. Relación Temperatura Ambiente vs *COP*.

La Figura 21 muestra el efecto de la temperatura ambiente en el coeficiente de rendimiento. Se observa en la función que representa la cantidad de carga de refrigerante de 120 g que, mientras transcurre el tiempo de calentamiento del agua de 63 minutos, la temperatura ambiente aumenta de aproximadamente 18 °C a alrededor de 22 °C y se observa un incremento en el *COP* desde un mínimo de 5.95 a un máximo de 9.17.

Así que se puede concluir que una alta temperatura ambiente provoca un mejor rendimiento del sistema de refrigeración, como se muestra en Kong et al. [5, 6].

3.2.7 Radiación vs. *COP*

La Radiación desarrollada en estas pruebas varió de 498.90 W·m⁻² a 759.7 W·m⁻². El *COP* mínimo fue de 5.39 y se obtuvo con 100 g, el *COP* fue de máximo fue de 10.61 marcando una cantidad de carga de 20 g, en ambos casos la temperatura del agua no alcanzó los 50 °C. En la Figura 22 se muestra la variación del coeficiente de rendimiento del sistema de refrigeración en función de la radiación medida y se puede observar claramente que, si la radiación solar aumenta, el *COP* también aumenta, ya

que al final de las pruebas para un COP registrado máximo de 7.79 y corresponde una radiación máxima de $759.7 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ los cuales son datos pertenecientes a la cantidad de carga de refrigerante de 100 g y para un COP registrado máximo de 9.95 le corresponde una radiación máxima de $634.1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, datos pertenecientes a la cantidad de carga de refrigerante de 80 g.

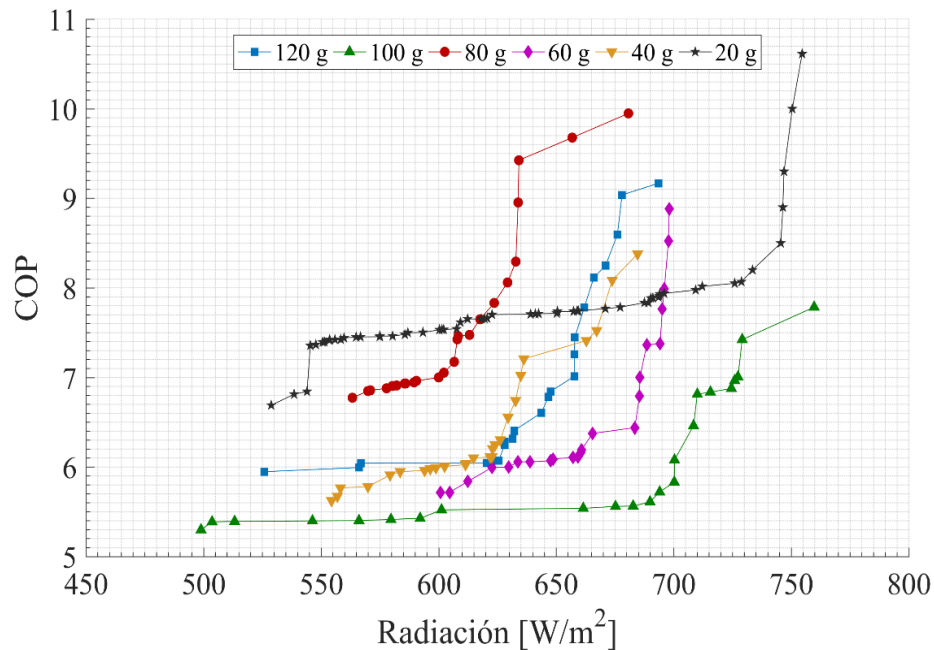


Figura 22. Relación entre la radiación medida y el COP del sistema

Puede suceder que mientras la temperatura del refrigerante en el colector aumenta debido a la alta radiación solar el trabajo del compresor se ve reducido. Hawlader et al. [82] proponen que, por esta razón para un tamaño particular del compresor y radiación solar específica, el COP del sistema se incrementa al aumentar el área del colector.

Los resultados de la Figura 22 principalmente señalan el aumento de radiación generando una mayor temperatura de evaporación del refrigerante, resultando un mayor COP , pero esto no es garantía de lograr un sistema eficiente. Con $634.1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ con cantidad de carga de 80 g se alcanza una temperatura del agua de $50 \text{ }^\circ\text{C}$ con COP máximo de 9.95, pues si bien con la cantidad de carga de 100 g, se alcanza la misma temperatura de agua, la radiación aumenta 19.81 % y el COP disminuye 21.71 %.

3.2.8 Radiación vs. temperatura del agua

Mohanraj et al. [83] muestran en su estudio que el aire ambiente se calienta cuando fluye sobre el serpentín del condensador, donde el calor se libera al condensar el refrigerante y se observan en sus resultados que la temperatura del aire incrementa con el aumento de la intensidad solar, con lo que se ratifica el resultado observado en la Figura 23 la cual muestra la relación entre la radiación medida durante las pruebas y la temperatura del agua, debido a que los datos dependen totalmente del clima, la radiación es diferente en cada recta. La temperatura inicial del agua durante las pruebas fue de 18 °C aproximadamente y se observa que en las rectas de las cantidades de cargas de refrigerante de 120-100-80-60-40 g la temperatura final del agua fue en promedio 50 °C después de haber transcurrido 63 minutos con radiaciones entre 498.9 y 759.7 W·m⁻².

Las radiaciones promedio de las cantidades de cargas de refrigerante de 120, 100, 80, 60, 40 y 20 g fueron de 636.60, 652.41, 605.94, 659.39, 614.27 y 650.40 W·m⁻², respectivamente. Se obtuvo una variación de radiación promedio del 7.34 % entre 650.40 y 605.94 W·m⁻². Así, la variación entre la radiación máxima de 750.4 W·m⁻² en la cantidad de carga de 20 g y la radiación máxima de 693.5 W·m⁻² en la cantidad de 120 g llegó a un porcentaje diferencial del 7.58 %. La variación porcentual entre las líneas de cantidad de carga de 20 g con radiación mínima de 544 W·m⁻² y 120 g con radiación mínima de 525.7 W·m⁻² fue 3.36 %.

En la Figura 23 se puede observar que la función de la cantidad del refrigerante de 20 g a pesar de contar con datos de radiación mucho más altos que el resto de las pruebas, solo logra alcanzar en 63 minutos la temperatura de 32 °C, incluso con un valor final de radiación máxima de todas las pruebas de 750.4 W·m⁻², obtenido a las 11:42 horas. Mientras en el lado opuesto, la cantidad de carga de 120 g con radiación de 661.9 W·m⁻², en 28 minutos de comenzadas las pruebas, se logra una temperatura de 33.1 °C, no obstante, la cantidad de carga de 100 g tomó un tiempo de 27 minutos, comenzadas las pruebas, para obtener una temperatura de 33.3 °C y una radiación incluso menor, 682.7 W·m⁻².

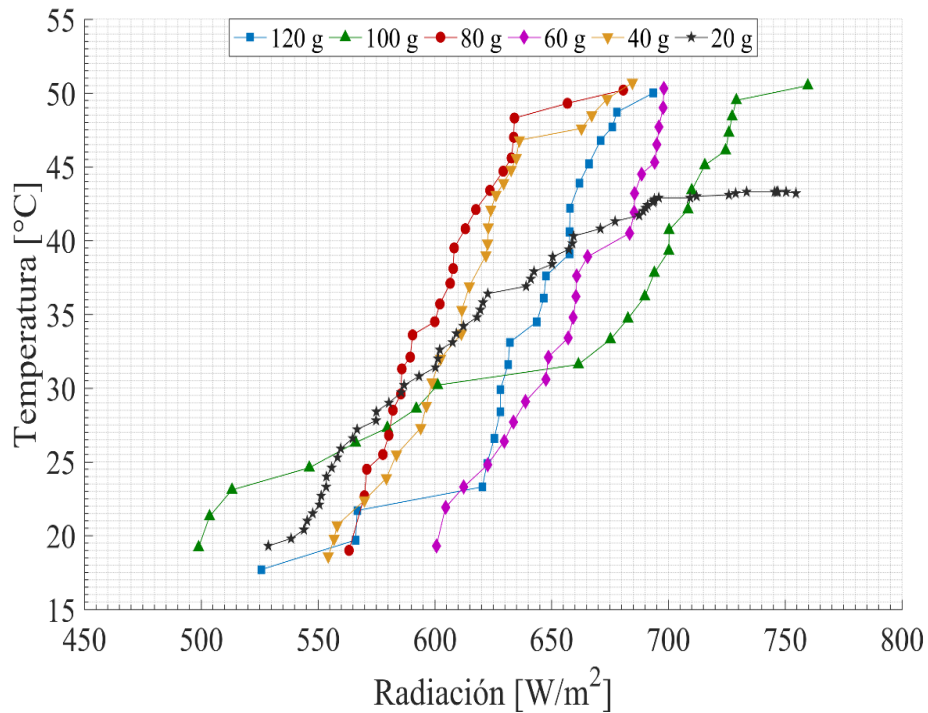


Figura 23. Relación ente la radiación medida y la temperatura del agua

En conclusión, la cantidad de carga de 20 g a pesar de manifestar la segunda radiación máxima de todas las pruebas no alcanzó los 50 °C, en tanto con las cantidades de cargas de 120 y 80 g se determinan que, con apenas 28 y 27 minutos, radiaciones de 661.9 y 682.7 $W \cdot m^{-2}$ respectivamente, superan la temperatura obtenida anteriormente. Se demuestra que existe un mayor consumo de energía en el sistema al no tener una cantidad de carga óptima de refrigerante.

3.3 Análisis ambiental y económico

3.3.1 Análisis económico y detalle de consumo energético

En este punto se presenta los costos acordes a los materiales e insumos necesarios para el desarrollo de las pruebas con distintas cantidades de cargas aplicadas a la bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar. En la Tabla 12 muestra el detalle de los costos de materiales, sumisitos y equipos necesarios para las pruebas y desarrollo del proyecto, el costo total fue de USD. 2930.

Tabla 12. Detalle de costos de materiales, suministros y equipos adquiridos.

PRESUPUESTO			
Equipos	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo Total (USD)
Refrigerante R600a	2	50	100
Nitrógeno	1	700	700
Manifol	1	120	120
Tubería del colector	1	110	110
Válvula de expansión electrónica	1	900	900
Reservorio de refrigerante	2	50	100
Materiales varios		900	900
TOTAL			2930

El equipo utilizado para el desarrollo de este proyecto fue el mismo que emplearon Valenzuela et al. [84] el cual consume 0.35 kW cuando se pone en marcha. El Instituto Nacional de Estadísticas y Censos, INEN, define un valor de USD 0.0904 por el consumo de 1 kW·h·mes⁻¹ [85]. El tiempo de funcionamiento promedio por día fue de 63 minutos, por lo tanto:

$$0.35kW \cdot 63 \text{ min} \cdot \frac{1h}{60 \text{ min}} \cdot 0.0904 \frac{USD}{kWh} = USD0.033$$

A este valor se le adiciona valores por comercialización por USD 1.41, servicio de alumbrado público por USD 1.01, tasa de recolección de basura por USD 3.32 y contribución bomberos por USD 5.91, representando un valor mensual de consumo de USD 11.68.

3.3.2 Análisis ambiental

La huella de carbono de la DX – SAHP utilizada para esta investigación fue de 0.35 hag, determinando que este consumo está de acorde a los límites del planeta requiriendo una capacidad regenerativa de 0.2 planetas cada año.

En la actualidad se busca a nivel global reducir la tasas o factores de emisiones de CO₂ por unidad eléctrica disponible, siendo la relación entre emisiones totales de CO₂ que se generan por el consumo de combustibles fósiles [84]. Valenzuela et al. [84]

determinan que el consumo mensual del equipo es de 10.44 kW·h y mediante la relación con el factor de emisiones de CO₂ obtienen 43.003 kg, concluyendo que el uso de este equipo se debe promover como opción para el consumo de energías alternativas.

CONCLUSIONES

- En la presente investigación se realizó el estudio para evaluar el rendimiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor según la cantidad carga del refrigerante R600a que es del tipo natural, isobutano, con pocos días de vida en la atmósfera y es inflamable. Analizando varios tipos de estudios e investigaciones acerca de refrigerantes en sistemas DX – SAHP se determinó que los más utilizados son el R134a que pertenece al grupo de los HFC con un tiempo de vida atmosférico entre 1 a 300 años y el R22 pertenece al grupo de los HCFC con un tiempo de vida atmosférico entre 1 a 20 años, ambos no son inflamable. Además, la literatura determinó que los métodos más utilizados son la prueba de sobrecalentamiento que es de tipo experimental y se realiza antes del ingreso al compresor ayudando a determinar la medición de la temperatura y presión, la prueba de subenfriamiento que es de tipo experimental y se realiza a la salida de la válvula de expansión permitiendo determinar el subenfriamiento objetivo y peso de la cantidad de carga de refrigerante que es del tipo analítico y se genera previo al arranque de equipo mediante cálculos.
- Se determinó mediante el método del Nomograma, basado en las capacidades volumétricas del condensador y evaporador, 122 y 113 cm³, respectivamente, que la cantidad de carga óptima de refrigerante del sistema fue de 80 g con el cual se obtuvo, en el desarrollo de las pruebas experimentales, un *COP* promedio de 7.60 una radiación promedio de 605.9 W·m⁻² y un flujo másico de 0.76 x 10⁻³ kg·s⁻¹ para alcanzar una temperatura que inició en los 18 hasta los 50 °C en un tiempo de 66 minutos. Además, se tomaron pruebas con cantidades de cargas de 120, 100, 60, 40 y 20 g, determinando como cantidad de carga mínima 60 g con una radiación de promedio de 659.39 W·m⁻² y un *COP* promedio de 6.64 con una variación porcentual entre *COP* y radiación de 12,63 y 8.8 %, respectivamente, tomando de referencia la cantidad de carga óptima. Se observó que con menor radiación en la cantidad de carga de 80 g se generó un mejor rendimiento con respecto a la de 60 g, en 63 minutos. Se evaluó la relación del *COP* con respecto a la temperatura del agua, el *COP* se mostró afectado en un 17.24 % mientras ascendía la temperatura 2.64 veces más; la temperatura del agua está directamente relacionada el tiempo de

calentamiento que a su vez está relacionado con la presión de entrada y salida del compresor, donde se reafirma que la cantidad óptima de refrigerante a trabajar es 80 g con una presión de salida máxima de 689.48 kPa, manteniendo el estado del refrigerante durante el tiempo con relación a la cantidad de cantidad de carga de 100 g donde la presión máxima de salida se dispara un 5 % sin mantener el estado del refrigerante.

- El presente modelo mostró un error del ± 5 % además se afirmó que el refrigerante R600a es una alternativa eficiente y amigable con el medio ambiente al poseer un ODP de 0, GWP de 0, lo cual compagina con el consumo energético mensual de la DX – SHAP, 10.44 kW·h generando emisiones por 43.003 kg CO₂ y una huella de carbono de 0.35 hag consumo acorde, actualmente, a los límites del planeta permitiendo una capacidad regenerativa de 0,2 planetas por año. Demostrando que durante el desarrollo de las pruebas la cantidad de carga óptima de 80 g expresó un *COP* promedio máximo de 8.26, una radiación promedio máxima de 659.39 W·m⁻² mientras la temperatura del agua alcanzó los 50 °C en 63 minutos. Llegando a la conclusión que el uso de este sistema se debe promover como potencial opción para el consumo de energías alternativas y el fluido de trabajo R600a prioriza el desarrollo sustentable de alternativas de refrigerantes hidrocarburos, específicamente isobutano.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar un barrido completo del sistema utilizando nitrógeno y, posteriormente una remoción de este, con una bomba de vacío para eliminar los restos de humedad y residuos de la anterior cantidad de carga de refrigerante. De esta manera se garantiza que la cantidad de refrigerante utilizada en el sistema es el correcto y con el menor error posible.
- Es aconsejable monitorear constantemente la temperatura y presión del refrigerante mientras el equipo está en operación. El refrigerante R600a no debe superar los 460 °C y 3.645 MPa ya que existe el riesgo de incendio o explosión. La cantidad de carga máxima recomendable, de acuerdo con las regulaciones de seguridad es de 150 g.
- Durante el proceso de cantidad de carga de refrigerante se evidenció un rápido aumento de temperatura en el condensador, por lo que se recomienda mantener lleno de agua siempre el contenedor que se encuentra en el serpentín del condensador, de lo contrario, el refrigerante no se condensaría y la válvula de expansión electrónica podría resultar afectada.
- Un aislamiento correcto de las tuberías y los sensores es importante para evitar errores en las mediciones, aunque se debe tener en cuenta que el contenedor del agua ubicado en el serpentín del condensador al no encontrarse aislado da origen a pérdidas de calor con el medio ambiente.
- Una vez determinada la cantidad de carga óptima de refrigerante en el sistema de refrigeración se recomienda realizar estudios que comparen la eficiencia del sistema utilizando diferentes refrigerantes, pero manteniendo la cantidad de carga óptima.

REFERENCIAS

- [1] S. Rosiek y F. J. Batlles, «Integration of the solar thermal energy in the construction: Analysis of the solar-assisted air-conditioning system installed in CIESOL building,» *Renewable Energy*, vol. 34, n° 6, pp. 1423-1431, 2009.
- [2] D. S. Kim y C. A. Infante Ferreira, «Solar refrigeration options—a state-of-the-art review,» *International Journal of refrigeration*, vol. 31, n° 1, pp. 3-15, 2008.
- [3] B. Palm, «Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, n° 10, pp. 1693-1701, 2007.
- [4] X. Kong, P. Sun, Y. Li, K. Jiang y S. Dong, «Experimental studies of a variable capacity direct-expansion solar-assisted heat pump water heater in autumn and winter conditions,» *Solar Energy*, n° 170, pp. 352-357, 2018.
- [5] 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*, n° 91, pp. 12-19, 2018.
- [6] X. Kong, K. Jiang, S. Dong, Y. Li y J. Li, «Control strategy and experimental analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a,» *Energy*, n° 145, pp. 17-24, 2018.
- [7] X. Kong, Y. Li, L. Lin y Y. Yang, «Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A,» *International Journal of Refrigeration*, n° 76, pp. 136-146, 2017.
- [8] D. Zhang, Q. B. Wu, J. P. Li y X. Q. Kong, «Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system,» *Applied Thermal Engineering*, n° 73, pp. 522-528, 2014.
- [9] A. Moreno, A. González, M. Izquierdo y N. Garcia, «Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications,» *Energy*, n° 45, pp. 704-715, 2012.
- [10] J. Choi y Y. Kim, «The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube,» *Energy*, n° 27, pp. 391-404, 2002.
- [11] T. De Freitas, R. De Oliveira, 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*, n° 148, pp. 160-172, 2019.
- [12] M. P. Porto, R. N. Koury y L. Machado, «An alternative method to estimate refrigeration system inventory,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, n° 2, pp. 313-320, 2013.

- [13] K. Harby, «Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 73, pp. 1247-1264, 2017.
- [14] J. Pires, «COP21: The algae opportunity?,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 79, pp. 867-877, 2017.
- [15] S. Doney, V. Fabry, R. Feely y J. Kleypas , «Ocean acidification: The other CO2 problem,» *The Annual Review of Marine Science*, n° 1, pp. 169-192, 2009.
- [16] G. Rajgor, «Greater acceleration of renewables required to meet COP21 goal,» *Renewable Energy Focus*, vol. 17, n° 5, pp. 175-177, 2016.
- [17] Y. A. Cengel y M. A. Boles, *Thermodynamics*, New York: McGraw-Hill, 2011.
- [18] R. K. Rajput, «Refrigeration Cycles,» de *Engineering Thermodynamics*, New Delhi, Laxmi Publications, 2007, pp. 730 - 740.
- [19] S. Yang y J. C. Ordonez, «Integrative thermodynamic optimization of a vapor compression refrigeration system based on dynamic system responses,» *Applied Thermal Engineering*, n° 135, pp. 493-503, 2018.
- [20] R. K. Rajput, *Engineering thermodynamics*, 2007.
- [21] Y. H. Kuang, K. Sumathy y R. Z. Wang, « Study on a direct- expansion solar-assisted heat pump water heating system,» *International journal of energy research*, vol. 27, n° 5, pp. 531-548, 2003.
- [22] Y. H. Kuang y R. Z. Wang, «Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system,» *Solar Energy*, vol. 80, n° 7, pp. 795-803, 2006.
- [23] I. Chávez Carranza, *Método de prueba de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar para calentamiento de agua sanitaria*.
- [24] F. B. Gorozabel Chata y T. Carbonell Morales, «Análisis del coeficiente de desempeño de una bomba de calor de expansion directa con energía solar,» de *18 convención científica de ingeniería y arquitectura* , La Habana, Cuba, 2016.
- [25] S. K. Chaturvedi, D. T. Chen y A. Kheireddine, «Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump,» *Energy Conversion and management*, vol. 39, n° 3-4, pp. 181-191, 1998.
- [26] P. Omojaro y C. Breitkopf, «Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 33-45, 2013.
- [27] R. S. Kamel, S. F. Alan y P. R. Dash, «Solar systems and their integration with heat pumps: A review,» *Energy and buildings*, vol. 87, pp. 395-412, 2015.

- [28] R. Best Brown, «The development of thermal solar cooling systems,» de *Towards a Cleaner Planet*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2007, pp. 267-280.
- [29] U. Eicker y D. Pietruschka, «Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings,» *Energy and Buildings*, vol. 41, n° 1, pp. 81-91, 2009.
- [30] O. Singh, *Applied thermodynamics*, 2003.
- [31] J. P. Plazas Monroy, *Los refrigerantes y el medio ambiente*, 2002.
- [32] J. D. González Ruiz, «Estudio de impacto ambiental para el centro de regeneración de refrigerantes de la UPB,» 2013.
- [33] J. M. Calm y G. C. Hourahan, «Refrigerant data update,» *Hvac Engineering*, vol. 79, n° 1, pp. 50-64, 2007.
- [34] G. Raabe, «Molecular simulation studies on refrigerants past–present–future,» *Fluid Phase Equilibria*, vol. 485, pp. 190-198, 2019.
- [35] N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem y M. S. Saleem, «Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90, pp. 557-569, 2018.
- [36] G. F. Hundy, A. R. Trott y T. C. Welch, «Chapter 3 - Refrigerants,» de *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*, Butterworth-Heinemann, 2016, pp. 41-58.
- [37] A. A. M. Redhwan, W. H. Azmi, M. Z. Sharif y R. Mamat, «Development of nanorefrigerants for various types of refrigerant based: A comprehensive review on performance,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 76, pp. 285-293, 2016.
- [38] R. Ciconkov, «Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 441-448, 2018.
- [39] M. Mohanraj, S. Jayaraj y C. Muraleedharan, «Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants—A review,» *International Journal of Greenhouse Gas Control*, vol. 3, n° 1, pp. 108-119, 2009.
- [40] I. Sarbu, «A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 46, pp. 123-141, 2014.
- [41] B. Palm, «Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems—a review,» *International journal of refrigeration*, vol. 31, n° 4, pp. 552-563, 2008.

- [42] B. O. Bolaji y Z. Huan, «Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant—a review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 18, pp. 49-54, 2013.
- [43] K. Alibakhsh , M. H. Seyed, S. Mojgan , M. Omid , Y. Wei-Mon y W. Somchai , «Applications of eco-friendly refrigerants and nanorefrigerants: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 96, pp. 91-99, 2018.
- [44] C. B. Rivela, C. M. Tovar, M. A. Teruel, I. Barnes, P. Wiesen y M. B. Blanco, «CFCs replacements: Reactivity and atmospheric lifetimes of a series of Hydrofluoroolefins towards OH radicals and Cl atoms,» *Chemical Physics Letters*, vol. 714, pp. 190-196, 2019.
- [45] W. Liu, D. Meinel, C. Wieland y H. Spliethoff, «Investigation of hydrofluoroolefins as potential working fluids in,» *Energy*, n° 67, pp. 106-116, 2013.
- [46] I. Dincer, «2.15 Refrigerants,» de *Refrigeration Systems and Applications*, New York, Wiley, 2010, pp. 435-474.
- [47] M. Farzad y D. L. O'Neal, «The effect of void fraction model on estimation of air conditioner system performance variables under a range of refrigerant charging conditions,» *International journal of refrigeration*, vol. 17, n° 2, pp. 85-93, 1994.
- [48] E. Björk, «A simple technique for refrigerant mass measurement,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, n° 8, pp. 1115-1125, 2005.
- [49] X. Hu, Z. Zhang, Y. Yao y Q. Wangb, «Experimental Analysis on Refrigerant Charge Optimization for Cold,» *Procedia Engineering*, vol. 205, pp. 1108-1114, 2017.
- [50] K. Takuya y Y. Hiroshi , «Measurement of void fraction in gas-liquid two-phase flow by using magnetic fluid,» *Journal of thermophysics and heat transfer*, vol. 21, n° 1, pp. 173-180, 2007.
- [51] K. A. Temple, «A performance based method to determine refrigerant charge level in unitary air conditioning and heat pump systems,» de *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, West Lafayette, Indiana, 2004.
- [52] G. F. Hewitt, *Measurement of Two Phase Flow Parameters*, Londres and New York: Academic Press, 1978.
- [53] W. J. Mulroy y D. A. Didion, «Refrigerant migration in a split-unit air conditioner,» *ASHRAE transactions*, vol. 91, n° ASHRAE Transactions, 1985.
- [54] K. J. Elkow y K. S. Rezkallah, «Void fraction measurements in gas-liquid flows using capacitance sensors,» *Measurement Science and Technology* , vol. 7, n° 8, p. 1153, 1996.
- [55] P. B. Whalley, «Boiling, condensation, and gas-liquid flow,» 1987.

- [56] D. S. Jung y R. Radermacher, «Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 14, n° 4, pp. 223-232, 1991.
- [57] H. Cho, C. Ryu, Y. Kim y H. Y. Kim, «Effects of refrigerant charge amount on the performance of a transcritical CO₂ heat pump,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, n° 8, p. 1266.1273, 2005.
- [58] A. M. Radhwan, G. M. Zaki y A. Jamil, «Refrigerant- charged integrated solar water heater.,» *International Journal of Energy Research*, vol. 14, n° 4, pp. 421-432, 1990.
- [59] J. A. Siegel, «An evaluation of superheat-based refrigerant charge diagnostics for residential cooling systems,» 2002.
- [60] D. L. O'Neal y M. Farzad, «The effect of improper refrigerant charging on the performance of an air conditioner with capillary tube expansion,» *Energy and Buildings*, vol. 14, n° 4, pp. 363-371, 1990.
- [61] H. Choi, H. Cho y J. M. Choi, «Refrigerant amount detection algorithm for a ground source heat pump unit,» *Renewable energy*, vol. 42, pp. 111-117, 2012.
- [62] C. Wray, I. Walker, J. Siegel y M. Sherman, *Practical diagnostics for evaluating residential commissioning metrics*, California, 2002.
- [63] J. Chen, J. Yu y S. Qian, «Subcooling control method for the adjustable ejector in the direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump water heater,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 148, pp. 662-673, 2019.
- [64] T. Yilmaz y M. T. Erdiñç, «Energetic and exergetic investigation of a novel refrigeration system utilizing ejector integrated subcooling using different refrigerants.,» *Energy*, vol. 168, pp. 712-727, 2019.
- [65] R. Radermacher y Y. Hwang, «Vapor compression heat pumps with refrigerant mixtures,» *CRC Press*, 2005.
- [66] R. Llopis, A. L. Nebot, D. Sánchez, G. J. Catalán y R. Cabello, «Subcooling methods for CO₂ refrigeration cycles. A Review,» *International Journal of Refrigeration*, 2018.
- [67] Y. Song y C. Feng , «"The evaluation of the optimal medium temperature in a space heating used transcritical air-source CO₂ heat pump with an R134a subcooling device,» *Energy Conversion and Management*, vol. 166, pp. 409-423, 2018.
- [68] T. Downey y J. Proctor, «Residential Central Air Conditioner Service Program Final Report,» Proctor Engineering Group, San Francisco, 1999.

- [69] V. Dmitriyev y V. Pisarenko, «Determinación de la carga óptima de refrigerante para unidades de refrigeradores domésticos,» *Revue Internationale du Froid*, vol. 7, n° 3, pp. 178 - 180, 1984.
- [70] V. M. Shavra, «Selection of capillary tube and analysis of hermetic refrigeration machine operation,» *Kholodilnaya Tekhnika*, n° 11, pp. 21-25, 1966.
- [71] F. De Monte, «Calculation of thermodynamic properties of R407C and R410A by the Martin-Hou equation of state - part II: technical interpretation,» *International Journal of Refrigeration*, n° 25, pp. 314 - 329, 2002.
- [72] J. Duffie y W. Beckman, «Solar Engineering of Thermal Process,» New York, John Wiley & Sons, 1991, pp. 250-331.
- [73] L. Machado, P. Haberschill y M. Lallemand, «Masse du fluide frigorigène dans un évaporateur en fonctionnement permanent ou transitoire,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n° 6, pp. 430-439, 1998.
- [74] L. Machado, «Modele de simulation et étude expérimentale d'un évaporateur de machine frigorifique en régime transitoire,» *Thèse de doctorat*, p. 160, 1996.
- [75] G. Hughmark y B. Pressburg, «Holdup and pressure drop with gas-liquid flow in a vertical pipe,» *A.L.Ch.E. Journal*, vol. 7, n° 4, pp. 677-682, 1961.
- [76] C. K. Rice, «The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions,» *ASHARE*, vol. 93, n° 1, pp. 341-367, 1987.
- [77] J. N. Addoms y C. E. Dengler, «Heat transfer mechanism for vaporization of water,» *Chem. Ener. Prog. Symp.*, n° 52, pp. 95-103, 1956.
- [78] D. Jaramillo, B. Montero y W. Quitiaquez, Diseño y construcción de un sistema de calentamiento de agua sanitaria mediante el uso de energía solar térmica y fotovoltaica, con una capacidad de 60 L/día, para el uso doméstico, Quito: Universidad Politécnica Salesiana, 2018.
- [79] Danfoss, «Danfoss Engineering Tomorrow,» Marzo 2001. [En línea]. Available: https://www.construmatica.com/archivos/27579/4_catalogo_compresores_danfoss/informacion_tecnica.pdf. [Último acceso: 2 Junio 2019].
- [80] S. Ito, N. Miura y K. Wang, «Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors,» *Solar Energy*, vol. 65, n° 3, pp. 189-196, 1999.
- [81] X. Q. Kong, Y. Li, L. Lin y Y. G. Yang, «Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A,» *International Journal of Refrigeration*, n° 76, pp. 136-146, 2017.
- [82] M. N. A. Hawlader, S. K. Chou y M. Z. Ullah, «The performance of a solar assisted heat pump water heating system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, n° 10, pp. 1049-1065, 2001.

- [83] M. Mohanraj, S. Jayaraj y C. Muraleedharan, «Modeling of a direct expansion solar assisted heat pump using artificial neural networks,» *International Journal of Green Energy*, vol. 5, n° 6, pp. 520-532, 2008.
- [84] M. Valenzuela, D. Haro y W. Quitiaquez, «Estudio de factabilidad para el uso de refrigerante R134a, R123, R600a en una bomba de calor asistida por energía solar utilizando un compresor de 1/6 HP,» 08 2018. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/16064/1/UPS%20-%20ST003754.pdf>. [Último acceso: 15 06 2019].
- [85] INEC, «INEC.gob.ec,» 12 2017. [En línea]. Available: <http://www.ecuadorencifras.gob.ec/wp-content/descargas/Presentaciones/AmbienteHogares.pdf>. [Último acceso: 16 06 2019].
- [86] N. Gunasekar, M. Mohanraj y V. Velmurugan, «Artificial neural network modeling of a photovoltaic-thermal evaporator of solar assisted heat pumps,» *Energy*, vol. 93, pp. 908-922, 2015.
- [87] C. Coskun, Z. Oktay y I. Dincer, «Estimation of monthly solar radiation distribution for solar energy system analysis,» *Energy*, vol. 36, n° 2, pp. 1319-1323, 2011.
- [88] A. El-Bahi y D. Inan, «A solar still with minimum inclination, coupled to an outside condenser,» *Desalination*, vol. 123, n° 1, pp. 79-83, 1999.
- [89] V. J. González, *Energías renovables*, Reverté, 2009.
- [90] J. C. Ceballos, M. J. Bottino y R. Righini, «Radiación solar en Argentina estimada por satélite: Algunas características espaciales y temporales,» de *IX Congreso Argentino de Meteorología, Buenos Aires. Anales*, Buenos Aires, 2005.
- [91] A. Ç. Yunus y J. G. Afshin , *Transferencia de calor y masa*, México, D.F.: The McGraw-Hill, 2011.
- [92] Y. A. Çengel, M. A. Boles y I. A. Buesa, *Termodinámica*, São Paulo: São Paulo: McGraw-Hill, 2006.
- [93] O. Singh, *Applied thermodynamics*, New Age International, 2003.
- [94] J. A. Manrique Valadez, *Termodinámica*, México: Alfaomega, 2001.

ANEXOS

Anexo 1. Datos tomados y parámetros calculados con 120 g de refrigerante

Hora	T _{comp, in} [°C]	T _{comp, out} [°C]	T _{cond, out} [°C]	T _{evap, in} [°C]	P _{comp, in} [kPa]	P _{comp, out} [kPa]	P _{cond, out} [kPa]	P _{evap, in} [kPa]	T _{agua} [°C]	Radiación [W/m ²]	h _{1@P1 y T1} [kJ/kg]	h _{2@P2 y T2} [kJ/kg]	h _{3@P3 y x=0} [kJ/kg]	COP	V _{comp, in} [m ³ /kg]	m [kg/s]	Calidad
10:00	7.2	35.3	20.9	8.1	131.0004	275.7903	220.6322	96.5266	17.7	525,7	568.1	610.3	223.4	9,17	0.2931	0,00122	0.09649
10:03	8.1	36.2	21.6	9.1	137.8951	289.5798	241.3165	110.3161	19.7	566,1	569.2	611.4	230	9,04	0.2788	0,00128	0.1063
10:06	9.2	39.1	23.5	9.2	137.8951	310.2641	241.3165	110.3161	21.7	566,8	571	615.9	230	8,59	0.28	0,00128	0.1063
10:09	9.6	40.4	25.1	9.4	137.8951	324.0536	268.8955	110.3161	23.3	620,4	571.7	617.7	238.2	8,25	0.2805	0,00128	0.1291
10:12	10	41.6	26.8	9.4	137.8951	344.7379	275.7903	110.3161	24.9	622,4	572.4	619.1	240.1	8,12	0.281	0,00127	0.1345
10:15	10.3	42.8	28.5	9.7	137.8951	365.4221	310.2641	110.3161	26.6	625,5	572.9	620.6	249.4	7,78	0.2813	0,00127	0.1605
10:18	10.4	44.3	30.3	9.9	137.8951	379.2116	317.1588	110.3161	28.4	628,0	573	622.9	251.2	7,45	0.2814	0,00127	0.1655
10:21	10.8	45.4	31.8	10.1	137.8951	399.8959	344.7379	117.2109	29.9	628,1	573.7	624.1	258.1	7,26	0.2819	0,00127	0.1847
10:24	11.3	46.8	33.6	10.4	137.8951	413.6854	365.4221	117.2109	31.6	631,4	574.5	626.3	263	7,01	0.2824	0,00127	0.1984
10:27	11.3	47.8	35	10.4	144.7899	448.1592	379.2116	117.2109	33.1	632,1	574.2	626.9	266.2	6,84	0.2684	0,00133	0.1994
10:30	11.7	48.4	36.4	11.2	144.7899	448.1592	386.1064	117.2109	34.5	643,7	574.9	628	267.7	6,79	0.2688	0,00133	0.2038
10:33	12	49.7	38	11.3	144.7899	482.6330	413.6854	117.2109	36.1	646,7	575.4	629.2	273.8	6,61	0.2691	0,00133	0.2208
10:36	12.3	50.9	39.4	11.3	144.7899	503.3173	441.2644	117.2109	37.6	647,6	575.9	630.7	279.6	6,41	0.2695	0,00133	0.2371
10:39	12.8	52	40.9	11.8	151.6847	517.1068	448.1592	124.1056	39.1	657,7	576.4	632.3	281	6,32	0.2571	0,00139	0.2335
10:42	14.2	53.2	42.5	11.9	151.6847	551.5806	482.6330	131.0004	40.6	657,7	578.7	633.4	287.9	6,28	0.2586	0,00138	0.2529
10:45	14.7	54.3	44	12	151.6847	572.2648	496.4225	131.0004	42.2	657,9	579.6	634.7	290.6	6,25	0.2591	0,00138	0.2603

Datos tomados y parámetros calculados con 120 g de refrigerante (continuación)

10:48	15.4	55.8	45.7	12.7	151.6847	592.9491	524.0015	131.0004	43.9	661,9	580.7	636.9	295.8	6,07	0.2599	0,00138	0.2749
10:51	16.2	56.6	47.1	13.3	158.5794	620.5281	551.5806	137.8951	45.2	666,0	581.8	637.5	300.8	6,05	0.2488	0,00144	0.2819
10:54	16.4	57	48.3	14.2	158.5794	634.3176	572.2648	137.8951	46.8	671,0	582.1	637.7	304.4	6,04	0.249	0,00144	0.2922
10:57	16.8	57.1	48.8	15.2	165.4742	655.0019	586.0543	137.8951	47.7	676,0	582.5	637.1	306.8	6,04	0.2385	0,00150	0.2921
11:00	17.1	57.3	49.8	16.2	172.3689	675.6862	606.7386	151.6847	48.7	678,0	582.7	636.7	310.4	5,99	0.2287	0,00157	0.2953
11:03	17.6	58.2	50.9	17.6	179.2637	689.4757	620.5281	158.5794	50	693,5	583.3	638	312.7	5,95	0.2199	0,00163	0.2954

Anexo 2. Datos tomados y parámetros calculados con 100 g de refrigerante

Hora	T_{comp, in} [°C]	T_{comp, out} [°C]	T_{cond, out} [°C]	T_{evap, in} [°C]	P_{comp, in} [kPa]	P_{comp, out} [kPa]	P_{cond, out} [kPa]	P_{evap, in} [kPa]	T_{agua} [°C]	Radiación [W/m ²]	h_{1@P1 y T1} [kJ/kg]	h_{2@P2 y T2} [kJ/kg]	h_{3@P3 y x=0} [kJ/kg]	COP	v_{comp, in} [m ³ /kg]	m [kg/s]	Calidad
10:00	4.5	37.2	22.2	-0.7	117.2109	337.8431	295.1060	86.1845	19.2	498,9	564.3	611.3	245.4	7,79	0.3255	0,00110	0.175
10:03	5.3	39	24	0.1	120.6582	337.8431	310.2641	93.0792	21.3	503,6	565.4	614.6	249.4	7,42	0.3169	0,00113	0.1816
10:06	5.6	41.5	25.4	0.8	124.1056	379.2116	330.9483	96.5266	23.1	513,2	565.8	617.6	254.7	7,01	0.3081	0,00116	0.1919
10:09	7.5	43.3	26.4	3.2	124.1056	379.2116	344.7379	96.5266	24.6	546,3	568.9	621	258.1	6,97	0.3105	0,00115	0.2012
10:12	7.6	44.5	26.9	3.5	124.1056	413.6854	344.7379	96.5266	26.3	566,1	569	621.9	258.1	6,88	0.3106	0,00115	0.2012
10:15	7.7	44.8	27.9	4.7	124.1056	413.6854	344.7379	96.5266	27.3	579,7	569.2	622.5	258.1	6,84	0.3107	0,00115	0.2012
10:18	8.2	44.9	30.1	5.1	127.5530	413.6854	365.4221	96.5266	28.6	592,1	569.9	622.7	263	6,81	0.3026	0,00118	0.2106
10:21	8.5	46.7	31	5.2	127.5530	413.6854	379.2116	103.4214	30.2	601,2	570.4	626.1	266.2	6,46	0.303	0,00118	0.2195
10:24	8.5	49.1	31.5	6	127.5530	455.0540	406.7907	103.4214	31.6	661,5	570.4	629.1	272.3	6,08	0.303	0,00118	0.2365
10:27	8.5	50.3	32.9	6	127.5530	482.6330	448.1592	103.4214	33.3	675,2	570.4	630.3	281	5,83	0.303	0,00118	0.2607
10:30	8.9	51.3	34.2	6.2	131.0004	482.6330	448.1592	103.4214	34.7	682,7	570.9	632.3	281	5,72	0.2951	0,00121	0.2567
10:33	9.3	52.6	35.9	6.3	137.8951	510.2120	468.8435	110.3161	36.2	689,9	571.2	633.8	285.5	5,61	0.2801	0,00128	0.2604
10:36	10.1	53.5	37.2	6.8	137.8951	517.1068	482.6330	110.3161	37.8	694	572.5	635.2	287.9	5,56	0.2811	0,00127	0.2679
10:39	10.9	54.4	38.7	6.8	144.7899	586.0543	524.0015	113.7635	39.3	700,2	573.5	634.4	295.8	5,56	0.2679	0,00134	0.2823
10:42	10.9	55.5	39.8	7	144.7899	613.6334	551.5806	117.2109	40.7	700,3	573.5	635.5	300.8	5,54	0.2679	0,00134	0.2963

Datos tomados y parámetros calculados con 100 g de refrigerante (continuación)

10:45	11.8	56.5	41	7	151.6847	620.5281	579.1596	120.6582	42.1	708,4	574.7	637.3	305.6	5,52	0.2561	0,00140	0.3027
10:48	12.6	56.8	42.4	7	151.6847	641.2124	586.0543	124.1056	43.4	710	576.1	637.1	306.8	5,43	0.2569	0,00139	0.306
10:51	13.2	57.9	44.1	7.4	151.6847	655.0019	586.0543	124.1056	45.1	715,6	577.1	638.7	306.8	5,41	0.2576	0,00139	0.306
10:54	14.3	58.3	44.5	8.4	151.6847	655.0019	620.5281	124.1056	46.1	724,5	578.9	639.5	312.7	5,40	0.2587	0,00138	0.3224
10:57	14.5	58.5	45.2	8.5	158.5794	689.4757	641.2124	124.1056	47.3	725,9	578.9	638.6	316.1	5,40	0.2471	0,00145	0.325
11:00	15.2	58.5	46.2	8.7	158.5794	703.2652	655.0019	131.0004	48.4	727,3	580.1	638	318.3	5,39	0.2478	0,00145	0.3313
11:03	15.2	58.7	47.1	9.3	172.3689	703.2652	655.0019	134.4478	49.5	729,1	579.5	638.5	318.3	5,39	0.2269	0,00158	0.3179

Anexo 3. Datos tomados y parámetros calculados con 80 g de refrigerante

Hora	T_{comp, in} [°C]	T_{comp, out} [°C]	T_{cond, out} [°C]	T_{evap, in} [°C]	P_{comp, in} [kPa]	P_{comp, out} [kPa]	P_{cond, out} [kPa]	P_{evap, in} [kPa]	T_{agua} [°C]	Radiación [W/m ²]	h_{1@P1 y T1} [kJ/kg]	h_{2@P2 y T2} [kJ/kg]	h_{3@P3 y x=0} [kJ/kg]	COP	V_{comp, in} [m ³ /kg]	m [kg/s]	Calidad
10:00	13.7	41.0	23.2	13.2	68.9476	237.1796	204.7743	48.2633	19	563,3	581.4	622.0	218.1	9,95	0.5831	0,00110	0.1749
10:03	14.5	42.8	24.2	13.7	71.7055	351.6326	306.5409	50.6765	22.7	569,9	582.6	621.1	248.5	9,68	0.5618	0,00109	0.2511
10:06	14.8	44.0	24.9	13.8	71.7055	376.4537	320.1925	51.8830	24.5	570,9	583.1	622.4	252.0	9,42	0.5625	0,00112	0.2605
10:09	16	46.3	26.2	14.4	74.4634	393.0011	341.2905	53.0896	25.5	577,8	584.9	626.1	257.2	8,95	0.5436	0,00112	0.2699
10:12	16.4	49.5	27.4	14.7	74.4634	399.8959	347.4958	54.2962	26.8	580,3	585.6	631.9	258.7	8,29	0.5444	0,00115	0.2739
10:15	17.3	49.6	28.7	15.2	77.2213	413.6854	359.9063	55.5028	28.5	582,1	587.0	631.6	261.7	8,06	0.5263	0,00115	0.2773
10:18	17.8	51.6	29.8	15.5	79.9792	448.1592	399.6201	57.9160	29.6	585,5	587.7	634.1	270.7	7,83	0.5087	0,00115	0.2972
10:21	18	52.1	30.8	16	79.9792	448.1592	418.2360	60.3291	31.3	585,9	588.0	635.1	274.8	7,65	0.509	0,00115	0.3081
10:24	18.6	53.9	32.2	16.4	79.9792	485.3909	428.1644	60.3291	32.1	589,5	589.0	637.2	276.9	7,48	0.5102	0,00122	0.3137
10:27	18.8	54.3	32.9	16.7	82.7371	489.5277	428.1644	62.7423	33.6	590,5	589.2	637.8	276.9	7,46	0.4931	0,00122	0.3094
10:30	19	54.3	34.3	17.4	82.7371	489.5277	434.3697	65.1555	34.5	600	589.6	637.8	278.2	7,43	0.4935	0,00121	0.3129
10:33	19.1	56.3	35.4	17.5	85.4950	524.0015	446.7803	67.5686	35.7	602,2	589.5	640.5	280.8	7,17	0.4772	0,00121	0.3157
10:36	19.4	56.3	36.5	17.6	85.4950	536.4121	452.9855	67.5686	37.1	606,6	590.1	640.0	282.0	7,05	0.4779	0,00124	0.3191
10:39	19.7	57.4	37.6	18.2	88.2529	544.6858	477.8067	67.5686	38.1	607,9	590.5	641.9	287.0	7,00	0.4631	0,00127	0.3284
10:42	19.8	57.4	38.5	18.8	88.2529	572.2648	508.8331	67.5686	39.5	608,3	590.7	640.9	292.9	6,96	0.4636	0,00126	0.3446
10:45	20	58.3	40.1	19.9	88.2529	592.9491	508.8331	72.3949	40.8	613,1	591.0	641.9	292.9	6,95	0.4636	0,00126	0.3446
10:48	21	58.9	40.9	20.9	93.7687	606.7386	527.4489	72.3949	42.1	617,6	592.5	642.6	296.4	6,93	0.4373	0,00126	0.3462

Datos tomados y parámetros calculados con 80 g de refrigerante (continuación)

10:51	21.2	59.4	42.2	20.9	96.5266	638.4545	527.4489	74.8081	43.4	623,6	592.7	642.4	296.4	6,93	0.4248	0,00126	0.3423
10:54	21.7	60.0	43.2	21.4	96.5266	641.2124	529.9310	79.6344	44.7	629,3	593.5	643.5	296.9	6,91	0.4255	0,00132	0.3436
10:57	22.4	60.6	44.6	21.7	96.5266	641.2124	533.6542	79.6344	45.6	632,8	594.0	644.7	297.5	6,90	0.4251	0,00139	0.3454
11:00	22.9	61.4	45.4	21.8	102.0424	648.1072	558.4753	79.6344	47	633,8	595.3	646.1	302.0	6,88	0.4037	0,00138	0.3503
11:03	23.7	61.4	46.4	22.5	102.0424	652.2440	570.8859	82.0476	48.3	634,1	596.7	645.9	304.2	6,86	0.4049	0,00144	0.3562

Anexo 4. Datos tomados y parámetros calculados con 60 g de refrigerante

Hora	T_{comp, in} [°C]	T_{comp, out} [°C]	T_{cond, out} [°C]	T_{evap, in} [°C]	P_{comp, in} [kPa]	P_{comp, out} [kPa]	P_{cond, out} [kPa]	P_{evap, in} [kPa]	T_{agua} [°C]	Radiación [W/m ²]	h_{1@P1 y T1} [kJ/kg]	h_{2@P2 y T2} [kJ/kg]	h_{3@P3 y x=0} [kJ/kg]	COP	V_{comp, in} [m ³ /kg]	m [kg/s]	Calidad
10:00	5.3	37	20.1	3.2	85.8423	317.1588	241.3165	62.0528	19.3	600,7	567	611.8	230	8,88	0.451	0.00079	0.1778
10:03	8.1	38.3	22.1	5.1	96.5266	344.7379	275.7903	62.0528	21.9	604,6	571.1	613.1	240.1	8,52	0.404	0.00089	0.189
10:06	8.2	40.4	23.7	5.3	103.4214	344.7379	310.2641	75.8423	23.3	612,4	570.9	616.9	249.4	7,99	0.3763	0.00095	0.2046
10:09	8.6	41.6	25	5.5	110.3161	372.3169	330.9483	82.7371	24.8	622,6	571.3	618.1	254.7	7,76	0.3526	0.00102	0.2096
10:12	9.1	43.3	26.5	5.7	117.2109	379.2116	344.7379	82.7371	26.4	629,7	571.8	621	258.1	7,38	0.3317	0.00108	0.2099
10:15	9.5	44.5	27.6	5.8	117.2109	413.6854	344.7379	89.6318	27.7	633,7	572.5	621.9	258.1	7,36	0.3322	0.00108	0.2099
10:18	9.5	45.5	29	5.8	117.2109	413.6854	372.3169	89.6318	29.1	638,9	572.5	623.8	264.6	7,00	0.3322	0.00108	0.2279
10:21	9.7	46.6	30.3	5.9	124.1056	427.4749	379.2116	96.5266	30.6	647,6	572.5	625.4	266.2	6,79	0.3133	0.00114	0.2237
10:24	9.8	47.8	31.6	6	124.1056	448.1592	393.0011	96.5266	32.1	648,6	572.6	626.9	296.3	6,44	0.3134	0.00114	0.2323
10:27	10.3	48.7	32.8	6.1	124.1056	448.1592	413.6854	96.5266	33.4	657,1	573.5	628.6	273.8	6,37	0.314	0.00114	0.2448
10:30	10.5	49.5	34.2	6.1	124.1056	482.6330	434.3697	103.4214	34.8	659,3	573.8	628.8	278.2	6,19	0.3143	0.00114	0.2569
10:33	10.5	50.5	35.5	6.5	131.0004	482.6330	448.1592	103.4214	36.2	660,5	573.5	630.7	281	6,16	0.2971	0.00121	0.2567
10:36	11.6	51.7	36.8	7.2	131.0004	517.1068	455.0540	103.4214	37.6	660,8	575.3	631.7	282.4	6,11	0.2984	0.00120	0.2606
10:39	12.3	52.7	38.2	8.1	131.0004	551.5806	482.6330	103.4214	38.9	665,4	576.5	632.4	287.9	6,11	0.2992	0.00120	0.2758
10:42	13	53.8	39.7	8.3	131.0004	551.5806	510.2120	103.4214	40.5	683,4	577.6	634.5	293.2	6,09	0.3001	0.00119	0.2905
10:45	13.4	54.4	41	8.5	131.0004	586.0543	517.1068	103.4214	41.9	685,4	578.3	634.4	294.5	6,07	0.3005	0.00119	0.294

Datos tomados y parámetros calculados con 60 g de refrigerante (continuación)

10:48	14.7	54.9	42.1	8.5	137.8951	599.8439	551.5806	103.4214	43.2	688,5	580.2	634.9	300.8	6,06	0.2863	0,00125	0.3038
10:51	14.9	55.1	42.7	8.9	137.8951	620.5281	586.0543	117.2109	44.5	694,2	580.5	634.5	306.8	6,06	0.2866	0,00125	0.3207
10:54	15.1	55.5	42.9	9.7	144.7899	620.5281	586.0543	117.2109	45.3	695,1	580.5	635.3	306.8	6,00	0.2725	0,00131	0.3133
10:57	15.3	56.1	44.6	11	144.7899	655.0019	586.0543	124.1056	46.5	696	580.9	635.1	306.8	5,99	0.2728	0,00131	0.3133
11:00	16.4	57.9	46.1	11.6	144.7899	661.8967	620.5281	124.1056	47.7	697,7	582.7	638.5	312.7	5,84	0.274	0,00131	0.3296
11:03	16.8	59	47.9	12.7	144.7899	689.4757	655.0019	127.5530	49	688,5	583.4	639.6	318.3	5,72	0.2744	0,00131	0.3454

Anexo 5. Datos tomados y parámetros calculados con 40 g de refrigerante

Hora	T_{comp, in} [°C]	T_{comp, out} [°C]	T_{cond, out} [°C]	T_{evap, in} [°C]	P_{comp, in} [kPa]	P_{comp, out} [kPa]	P_{cond, out} [kPa]	P_{evap, in} [kPa]	T_{agua} [°C]	Radiación [W/m ²]	h_{1@P1 y T1} [kJ/kg]	h_{2@P2 y T2} [kJ/kg]	h_{3@P3 y x=0} [kJ/kg]	COP	V_{comp, in} [m ³ /kg]	m [kg/s]	Calidad
10:00	5.3	36.6	19.8	3	117.2109	275.7903	206.8427	82.7371	18.6	554,4	565.6	612.6	218.8	8,38	0.3266	0,00062	0.1016
10:03	5.9	38	19.9	3.7	117.2109	303.3693	241.3165	89.6318	19.8	556,9	566.6	614.1	230	8,09	0.3274	0,00068	0.1324
10:06	6.6	40.5	21.6	5	120.6582	310.2641	262.0008	89.6318	20.7	558,2	567.6	618.4	236.2	7,52	0.3186	0,00072	0.145
10:09	7.5	41.7	23	5.1	120.6582	317.1588	275.7903	89.6318	22.4	569,9	569	620.3	240.1	7,41	0.3198	0,00074	0.1559
10:12	7.7	42.5	24.1	5.3	124.1056	330.9483	296.4746	93.0792	23.9	579,3	569.2	621.3	245.8	7,21	0.3107	0,00074	0.1672
10:15	7.7	43.6	26.1	5.4	124.1056	358.5274	310.2641	93.0792	25.5	583,6	569.2	622.3	249.4	7,02	0.3107	0,00074	0.1773
10:18	7.7	45.4	28	5.4	124.1056	379.2116	310.2641	96.5266	27.3	594	569.2	624.9	249.4	6,74	0.3107	0,00086	0.1773
10:21	8	46.3	29.4	6.9	124.1056	399.8959	344.7379	96.5266	28.8	596,4	569.7	625.8	258.1	6,55	0.3111	0,00086	0.2012
10:24	8	47.6	31.2	6.9	131.0004	413.6854	351.6326	103.4214	30.4	598,8	569.4	627.8	259.7	6,30	0.294	0,00086	0.1974
10:27	8.5	48.7	32.9	7	131.0004	448.1592	379.2116	103.4214	32	602,5	570.2	628.6	266.2	6,25	0.2946	0,00086	0.2153
10:30	8.6	50	34.7	7.8	131.0004	448.1592	393.0011	110.3161	33.7	611,4	570.4	631.1	269.3	6,21	0.2948	0,00088	0.224
10:33	8.8	51.3	36.3	8.9	131.0004	468.8435	413.6854	113.7635	35.3	611,6	570.7	632.8	273.8	6,11	0.295	0,00088	0.2366
10:36	8.9	52.4	38.1	8.9	134.4478	489.5277	420.5802	117.2109	36.9	614,8	570.7	634.9	273.8	6,11	0.2882	0,00091	0.233
10:39	10.2	52.8	40	9.7	137.8951	517.1068	448.1592	117.2109	39	621,9	572.7	633.9	281	6,10	0.2812	0,00091	0.2484
10:42	12.5	53.5	40	10	137.8951	524.0015	468.8435	117.2109	39.8	622,6	576.5	635	285.2	6,04	0.2838	0,00091	0.2604
10:45	12.7	53.5	41.4	10.2	137.8951	537.7910	482.6330	120.6582	40.9	622,9	576.8	634.5	287.9	6,03	0.2841	0,00062	0.2679

Datos tomados y parámetros calculados con 40 g de refrigerante (continuación)

10:48	13.3	53.6	41.8	10.3	137.8951	551.5806	496.4225	124.1056	42.1	624	577.8	634.1	290.6	6,01	0.2847	0,00091	0.2754
10:51	13.5	53.8	43.6	10.7	137.8951	572.2648	517.1068	124.1056	43.1	626,2	578.2	633.7	294.5	5,99	0.285	0,00097	0.2863
10:54	13.6	53.8	44.2	11	144.7899	586.0543	524.0015	124.1056	43.9	629,5	578	633.2	295.8	5,98	0.2709	0,00097	0.2787
10:57	13.7	53.9	45	11.4	151.6847	599.8439	551.5806	131.0004	44.8	632,7	577.9	632.9	300.8	5,96	0.2581	0,00104	0.289
11:00	14.9	54.4	45.9	11.5	151.6847	620.5281	551.5806	131.0004	45.6	634,9	579.9	633.1	300.8	5,95	0.2593	0,00104	0.289
11:03	15.3	56	47.2	12	158.5794	620.5281	565.3701	134.4478	46.8	636,2	580.3	636.3	303.2	5,91	0.2479	0,00103	0.2888

Anexo 6. Datos tomados y parámetros calculados con 20 g de refrigerante

Hora	T_{comp, in} [°C]	T_{comp, out} [°C]	T_{cond, out} [°C]	T_{evap, in} [°C]	P_{comp, in} [kPa]	P_{comp, out} [kPa]	P_{cond, out} [kPa]	P_{evap, in} [kPa]	T_{agua} [°C]	Radiación [W/m ²]	h_{1@P1 y T1} [kJ/kg]	h_{2@P2 y T2} [kJ/kg]	h_{3@P3 y x=0} [kJ/kg]	COP	V_{comp, in} [m ³ /kg]	m [kg/s]	Calidad
10:00	10.9	37.1	20.1	6.7	68.9476	241.3165	186.1584	55.1581	19.3	528,8	576.8	614.8	211.5	10,61	0.577	0,00061	0.1572
10:03	11.1	38.6	20.7	6.7	75.8423	241.3165	186.1584	55.1581	19.8	538,5	576.9	617.5	211.5	10,00	0.5238	0,00064	0.1447
10:06	11.2	43.4	20.9	6.9	79.2897	248.2113	206.8427	55.1581	20.4	544,0	576.9	625.9	218.8	9,30	0.5006	0,00064	0.1585
10:09	12.1	46	21.6	7	82.7371	255.1060	206.8427	62.0528	21	545,4	578.2	630.4	218.8	8,90	0.4809	0,00066	0.1527
10:12	13.4	47.2	22.4	7	82.7371	262.0008	206.8427	62.0528	21.5	547,8	580.3	632.4	218.8	8,50	0.4833	0,00066	0.1527
10:15	14.7	47.8	24.2	7.8	82.7371	275.7903	206.8427	62.0528	22.1	550,6	582.5	633	218.8	8,20	0.4856	0,00068	0.1527
10:18	15.8	48.9	24.2	7.9	96.5266	275.7903	213.7375	62.0528	22.7	551,4	583.7	635	221.1	8,07	0.4162	0,00070	0.1373
10:21	17.1	49.8	25	8	96.5266	282.6850	234.4217	65.5002	23.3	553,5	585.9	636.5	227.8	8,05	0.4183	0,00070	0.1555
10:24	17.2	50.2	25.8	8	96.5266	296.4746	234.4217	65.5002	24	553,6	586	636.8	227.8	8,02	0.4184	0,00070	0.1555
10:27	17.5	50.8	26.5	8.1	96.5266	303.3693	241.3165	68.9476	24.6	555,9	586.5	637.6	230	7,98	0.4186	0,00073	0.1614
10:30	18	51.2	27.2	8.2	99.9740	303.3693	255.1060	68.9476	25.3	558,4	587.2	638.4	234.1	7,94	0.4048	0,00073	0.1677
10:33	18.1	52.1	28	8.3	99.9740	310.2641	255.1060	75.8423	25.9	559,8	587.4	639.8	234.1	7,93	0.405	0,00075	0.1677
10:36	18.7	52.5	28.6	8.3	103.4214	317.1588	262.0008	79.2897	26.6	564,9	588.2	640.4	236.2	7,91	0.392	0,00075	0.1683
10:39	18.8	52.9	29.2	8.4	103.4214	330.9483	268.8955	82.7371	27.2	566,8	588.4	640.6	238.2	7,90	0.3921	0,00077	0.1737
10:42	19	52.9	29.8	8.4	103.4214	344.7379	275.7903	82.7371	27.8	574,9	588.7	640.2	240.1	7,89	0.3924	0,00077	0.1791
10:45	19	53.1	30.3	8.5	103.4214	344.7379	275.7903	82.7371	28.4	575,0	588.7	640.6	240.1	7,89	0.3924	0,00077	0.1791

Datos tomados y parámetros calculados con 20 g de refrigerante (continuación)

10:48	19.4	53.3	30.7	8.5	110.3161	344.7379	275.7903	82.7371	29	580,4	589.1	640.9	240.1	7,84	0.3677	0,00082	0.1695
10:51	19.7	53.4	31.2	8.7	110.3161	351.6326	296.4746	89.6318	29.7	585,6	589.6	640.9	245.8	7,84	0.3681	0,00084	0.1851
10:54	19.8	53.4	31.7	8.8	117.2109	365.4221	310.2641	96.5266	30.2	586,9	589.4	640.4	245.8	7,78	0.3457	0,00084	0.176
10:57	19.9	53.5	32.1	8.9	117.2109	372.3169	310.2641	96.5266	30.8	593,3	589.7	640.4	249.4	7,77	0.346	0,00084	0.1861
11:00	20.4	54.2	32.5	9.1	117.2109	379.2116	317.1588	96.5266	31.4	600,3	590.5	641.5	251.2	7,74	0.3467	0,00089	0.191
11:03	20.7	54.7	33	9.4	117.2109	386.1064	324.0536	96.5266	32	601,4	591.1	642.2	253	7,74	0.347	0,00088	0.1958