UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:

EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR QUE FUNCIONA CON UN COMPRESOR DE 1/6 HP MEDIANTE EL USO DE REFRIGERANTES R12 – R407C – R410A COMO FLUIDOS DE TRABAJO

AUTORES:
IVÁN ALEJANDRO RODRÍGUEZ GUZMÁN
PABLO JOEL SILVA BUITRÓN

TUTOR:
QUITIAQUEZ SARZOSA WILLIAM GIOVANNY

Quito, agosto 2018

Cesión de derechos de autor

Nosotros, **Iván Alejandro Rodríguez Guzmán** con **C.I. 1722049663** y **Pablo Joel Silva Buitrón** con **C.I. 1723251821**, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que somos autores del trabajo de titulación: "Evaluación del rendimiento de una bomba de calor asistida por energía solar mediante el uso de refrigerante R12-R407C-R410A como fluidos de trabajo", el mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana., quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

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

……. ……

Iván Alejandro Rodríguez Guzmán
C.I.: 172204966-3

Pablo Joel Silva Buitrón
C.I.: 172325182-1

Quito, agosto de 2018

Declaratoria de coautoría del docente tutor

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto Técnico, "EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR MEDIANTE EL USO DE REFRIGERANTE R12-R407C-R410A COMO FLUIDOS DE TRABAJO", realizado por Iván Alejandro Rodríguez Guzmán y Pablo Joel Silva Buitrón, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo de final de titulación.

Quito, agosto de 2018

……..……

William Quitiaquez Giovanny Sarzosa

CI: 172160976-4

Dedicatoria

A mi madre Rosemary Guzmán y mi padre Iván Rodríguez por todo el apoyo brindado para la consecución de este capítulo muy importante en mi vida para mi formación profesional.

A mis hermanos Andrés, Sofía y Giuliana quienes son un pilar fundamental para crecer como persona, por todos los momentos de apoyo en que he recibido por parte de ellos y lo que representan para mí al momento de tomar decisiones en mi vida.

Agradecer a la institución como es la Universidad Politécnica Salesiana por brindarme la oportunidad de formar parte de ella y a todas las personas que la conforman, que más que sentido profesional siempre sentí ser acogido como una familia durante todo este ciclo de formación.

En especial un agradecimiento al Ing. William Quitiaquez por haberme dado la oportunidad de formar un equipo de trabajo en este tema de titulación, su apoyo, tiempo prestado y consejos del cual estaré agradecido eternamente siendo el reflejo de todo aquello en mi como una buena persona y un gran profesional.

Iván Alejandro Rodríguez Guzmán

A Dios por darme la oportunidad de aprender y formarme profesionalmente en una institución educativa como la Universidad Politécnica Salesiana en una carrera de tan alto nivel como lo es la Ingeniería Mecánica, y también por darme las condiciones y fortalezas para nunca rendirme y decir que no. A mis padres Jimena Buitrón y Pablo Silva que con tanto sacrificio estuvieron siempre atentos y apoyándome con lo que fuera que necesitará sin importar costos ni tiempo, y dándome palabras de aliento siempre que las necesité, siempre siendo un modelo a seguir, de igual manera mi hermano Juan Silva por apoyarme siempre en mi carrera y a Karla Tabares por su incondicional ayuda y aliento.

Al Ing. William Quitiaquez por haber creído en mí y darme la confianza de desarrollar el tema presentado y por siempre estar dispuesto a guiar, ayudar y corregir en el transcurso del desarrollo de esta investigación. En general a todos los que estuvieron a mi lado en este proceso de formación como de culminación de mi carrera y de este trabajo, compañeros, amigos y conocidos que sin saber han aportado en mi vida profesional.

Pablo Joel Silva Buitrón

Agradecimiento

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

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

Iván y Pablo

ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO 1 Marco teórico de una bomba de calor asistida por energía solar y refrigerantes 3
1.1 Antecedentes de la investigación 3
1.2 Impacto ambiental 7
1.3 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor 9
1.4 Elementos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor 11
1.4.1 Intercambiadores de calor 11
Clasificación y tipos 11
1.4.1.1 Evaporador 13
Tipos convencionales de intercambiadores de calor vaporizantes 14
Clasificación de evaporadores 15
Por su construcción 15
Forma de circulación del aire 16
Forma de alimentación del refrigerante 17
1.4.1.2 Condensador 18
1.4.2 Compresor 20
Tipos de compresores 22
Compresor lineal 22
Compresor scroll 22
Compresor reciprocante 23
1.4.3 Válvula de expansión 25
1.5 Ciclo ideal y real de refrigeración por compresión de vapor 25
1.5.1 Diagramas termodinámicos 25
1.5.2 Coeficiente de operatividad o rendimiento (COP) 27
1.5.3 Ciclo ideal 27
1.5.4 Ciclo real 29
1.6 Bomba de calor 30
1.6.1 Clasificaciones de las bombas de calor 31
1.6.1.1 Naturaleza de la fuente fría y caliente 31
1.6.1.2 Naturaleza de los fenómenos endotérmicos y exotérmicos 31
1.6.1.3 Fuente de energía que utilizan 32
1.6.1.4 Bombas de calor aplicadas a la climatización 32

1.6.1.5 Bomba de calor de expansión indirecta (IX-SAHP) 32
1.6.1.6 Bomba de calor de expansión directa (DX-SAHP) 33
1.7 Refrigerantes 33
1.7.1 Historia 34
1.7.2 Nomenclatura 34
1.7.3 Tipos de refrigerantes 35
1.7.3.1 Clorofluorocarbonos (CFC) 36
1.7.3.2 Hidroclorofluorocarbonos (HCFC) 36
1.7.3.3 Hidrofluorocarbonos (HFC) 36
1.7.3.4 Hidrofluorolefinas (HFO) 37
1.7.3.5 Hidrocarburos (HC) 37
1.8 Refrigerantes a utilizar 39
1.8.1 R407C 39
1.8.2 R410A 40
1.8.3 R12 41
1.8.4 R290 42
1.8.5 Selección de alternativas 43
1.9 Normativa de refrigerantes 47
1.10 Softwares utilizados para el análisis termodinámico 48
1.10.1 EES 48
1.10.2 Scilab 49
CAPÍTULO 2 Condiciones, ecuaciones y parámetros de diseño de una bomba de calor 51
2.1 Evaporador 52
2.1.1 Sistema colector- evaporador 52
2.2 Condensador 53
2.3 Compresor 55
2.3.1 Modelo del compresor 55
2.4 Válvula de expansión 57
2.5 Coeficiente de rendimiento (COP) 58
2.5.1 Ciclo ideal 59
2.5.2 Ciclo real 60
2.6 Análisis exergético 61
2.6.1 Análisis exergético en sistemas de bombas de calor 62
CAPÍTULO 3 Análisis de resultados, evaluación ambiental 66

3.1 Información de la bomba de calor 66
3.2 Toma de datos 67
3.3 Datos de radiación 67
3.4 Variación de la temperatura ambiente y velocidad del viento 72
3.5 Datos de calor 74
3.6 Variación de parámetros del compresor 75
3.7 Temperatura del agua 78
3.8 Análisis exergético 79
3.9 Análisis del COP ideal y Real 79
3.10 Análisis ambiental 83
3.11 Análisis económico 85
3.11.1 Lista de equipos y materiales 85
3.11.2 Costo de la energía eléctrica para calentar agua residencial 87
3.12 Análisis comparativo de costos 87
3.12.1 Costo anual de la ducha eléctrica 87
3.12.2 Costo anual del sistema de bomba de calor asistida por energía solar 87
3.13 Análisis Financiero 88
CONCLUSIONES 91
RECOMENDACIONES 93
Referencias 94
Anexos 105

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Población mundial en millones de habitantes y emisión de CO_2 vs años. 8
Figura 2. Emisiones de Gases de efecto invernadero por fuente (kt CO_2 equivalentes). 9
Figura 3. Ciclo de refrigeración de compresión de vapor. 10
Figura 4. Diagrama de un ciclo estándar de compresión de vapor. 10
Figura 5. Intercambiador de calor de flujo paralelo. 12
Figura 6. Intercambiador de calor de flujo encontrado. 12
Figura 7. Intercambiador de calor de flujo cruzado. 12
Figura 8. Colector- evaporador. 13
Figura 9. Ejemplo de diferentes geometrías en el evaporador. 14
Figura 10. Evaporador de tubo descubierto. 15
Figura 11. Evaporador de superficie de placas. 16
Figura 12. Evaporador aletado. 16
Figura 13. Evaporador expansión-seca. 17
Figura 14. Evaporador inundado. 18
Figura 15. Condensador bobinas serpentinas de tubo. 19
Figura 16. Compresor mecánico comúnmente usado. 21
Figura 17. Consumo en el compresor a diferentes velocidades en comparación con un compresor de velocidad variable. 21
Figura 18. Representación del proceso de compresión de un compresor lineal. 22
Figura 19. Esquema del funcionamiento de un compresor alternativo. 23
Figura 20. Válvula expansión térmica. 25
Figura 21. Diagrama temperatura-entropía. 26
Figura 22. Zonas del diagrama temperatura-entropía del refrigerante R407C, realizado en el software EES. 27
Figura 23. Ciclo ideal del refrigerante R407C, diagrama P-h, realizado en el software EES. 28
Figura 24. Diagrama P-h del refrigerante R410A, realizado en el software EES. 29
Figura 25. Ciclo real diagrama (P-h) y su representación esquemática. 29
Figura 26. Esquema de una bomba de calor y sus partes. 30
Figura 27. Bomba de calor de expansión directa. 33
Figura 28. Diagrama P-h, ciclo ideal de una bomba de calor. 51
Figura 29. Diagrama T-s, ciclo real de una bomba de calor. 61

Figura 30. Estación meteorológica utilizada. 68
Figura 31. Variación de la radiación solar Test 4. 68
Figura 32. Variación de la radiación solar (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2) 69
Figura 33. Variación de la radiación extraterrestre (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2). 70
Figura 34. Variación de la radiación difusa (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2). 70
Figura 35. Variación de la radiación global (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2). 71
Figura 36. Variación de la radiación atmosférica (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2). 72
Figura 37. Variación de la temperatura ambiente (Prueba 1). 73
Figura 38. Variación de la velocidad del viento (Prueba 1). 73
Figura 39. Calor ganado por el R290 en el colector-evaporador (Prueba 1). 74
Figura 40. Calor cedido al agua en el condensador (Prueba 1). 74
Figura 41. Potencia requerida en el compresor (Prueba 1). 75
Figura 42. Presión de entrada al compresor (Prueba 1). 76
Figura 43. Presión de salida del compresor (Prueba 1). 76
Figura 44. Temperatura de entrada en el compresor (Prueba 1). 77
Figura 45. Temperatura de salida en el compresor (Prueba 1). 77
Figura 46. Incremento en la temperatura del agua (Prueba 1). 78
Figura 47. Análisis exergético de los componentes del sistema DX-SAHP y destrucción total de exergía, datos tomados en el Test 4, Prueba 2. 79
Figura 48. Variación del COP ideal del sistema (Prueba 1). 80
Figura 49. Variación del COP real del sistema y el flujo másico, obtenidos en la Prueba 2 (a)Test 1; b)Test 4) 80
Figura A. 1. Condensador lleno de agua antes de realizar una prueba……...105
Figura A. 2. Controladores PID de temperaturas y maómetros de alta y baja presión..... 105
Figura A. 3. Soldadura de tubería de cobre y placa colectora de aluminio. 106
Figura A. 4. Filtro del sistema DX-SAHP. 107
Figura A. 5. Fisura de tubería de cobre. 107
Figura A. 6. Diagrama Presión-entalpía del R290 realizado en el software EES. 113
Figura A. 7. Coeficiente de desempeño real. 114
Figura A. 8. Variación de las componentes de la radiación solar Test 1. 114
Figura A. 9. Variación de las componentes de la radiación solar Test 2. 115
Figura A. 10. Variación de las componentes de la radiación solar Test 3. 115
Figura A. 11. Variación de las componentes de la radiación solar en el Test 4. 115
Figura A. 12. Calor ganado en el colector por el R290. 116

Figura A. 13. Calor cedido al agua en el condensador. 117
Figura A. 14. Potencia requerida en el compresor. 118
Figura A. 15. Incremento en la temperatura del agua. 119
Figura A. 16. Presiones a la entrada del compresor. 120
Figura A. 17. Presión a la salida del compresor. 121
Figura A. 18. Temperatura a la entrada del compresor. 122
Figura A. 19. Temperatura a la salida del compresor. 123
Figura A. 20. Coeficiente de desempeño ideal. 124
Figura A. 21. Variación del COP real y flujo másico versus el tiempo de operación. 125
Figura A. 22. Variación de la destrucción de exergía total del sistema y por elementos: en el compresor, condensador, v. expansión y evaporador. 126
Figura A. 23. Compresor utilizado marca Embraco. 126
Figura A. 24. Cuerpo de la Válvula de expansión electrónica Carel. 127
Figura A. 25. Distintas partes de la válvula de expansión electrónica Carel. 127
Figura A. 26. Equipo en operación. 129

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Población mundial en millones de personas. 7
Tabla 2. Condensadores utilizados en investigaciones que utilizan bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa para calentamiento de agua. 19
Tabla 3. Compresores utilizados en bombas de calor de expansión directa asistidas por energía solar. 24
Tabla 4. Clasificación del standard 34. 35
Tabla 5. Efectos ambientales de los refrigerantes. 38
Tabla 6. Propiedades físicas refrigerante R407C. 40
Tabla 7. Propiedades físicas refrigerante R410A. 41
Tabla 8. Propiedades físicas refrigerante R12. 42
Tabla 9. Propiedades físicas refrigerante R290 43
Tabla 10. Aplicaciones tradicionales de los refrigerantes R12, R407C, R410A, R290. 44
Tabla 11. Propiedades físicas y ecológicas. 44
Tabla 12. Escala de valoración. 45
Tabla 13. Selección de alternativas. 46
Tabla 14. Aceites compatibles con gas refrigerante R290. 47
Tabla 15. Elementos empleados en la bomba de calor. 66
Tabla 16. Descripción y costo de materiales y equipos. 86

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Manual de operación 105
Anexo 2. Manual de mantenimiento 106
Anexo 3. Plano 108
Anexo 4. Datos obtenidos en el Test 1. 109
Anexo 5. Datos climáticos Test 1. 111
Anexo 6. Diagrama Presión-entalpía del refrigerante R290 113
Anexo 7. Gráficas de las pruebas realizadas en distintas horas (9:00-9:40 ; 11:45-12:20 ; 16:35-17:30) 113
Anexo 8. Fotografías del equipo y sus partes 126
Anexo 9. Imágenes capturadas con la cámara termográfica 129

Nomenclatura

A	Área de la superficie externa del evaporador / condensador (m^2)
A_c	Área del colector solar (m^2)
A_{th}	Área para paso de fluido en la válvula de expansión electrónica (m^2)
C	Promedio de los calores específicos del refrigerante, evaluados a las mismas temperaturas del condensador y colector-evaporador
C_D	Coeficiente de flujo ($m^3 \cdot h^{-1}$)
h_c	Coeficiente de convección ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
h_f	Entalpía del refrigerante en estado de líquido comprimido ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_g	Entalpía del refrigerante en estado de vapor saturado ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_{fg}	Calor latente de vaporización a la temperatura T_f ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_r	Coeficiente de radiación ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
h_w	Coeficiente de transferencia de calor del viento ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
h_1	Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_2	Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_{2i}	Entalpía isotrópica del refrigerante a la entrada del condensador ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_3	Entalpía del refrigerante a la salida del condensador ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_4	Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador ($kJ \cdot kg^{-1}$)
I_t	Radiación solar ($W \cdot m^{-2}$)
K	Relación de los calores específicos constantes
n	Velocidad de giro del compresor ($rad \cdot s^{-1}$)
$\dot{m}_r$	Flujo másico del refrigerante ($kg \cdot s^{-1}$)
P_1	Presión a la entrada del compresor (MPa)
P_2	Presión a la salida del compresor (MPa)
P_3	Presión a la entrada de la válvula de expansión (MPa)

P_4 Presión a la salida de la válvula de expansión (MPa)

$\dot{X}_{in}$ Exergía que ingresa al sistema (kW)

$\dot{X}_{out}$ Exergía que sale del sistema (kW)

$\dot{X}_{dest}$ Exergía total destruida (kW)

$\dot{X}_{dest,1-2}$ Exergía destruida en el compresor (kW)

$\dot{X}_{dest,2-3}$ Exergía destruida en el condensador (kW)

$\dot{X}_{dest,3-4}$ Exergía destruida en la válvula de expansión (kW)

$\dot{X}_{dest,4-1}$ Exergía destruida en el colector-evaporador (kW)

$\dot{X}_{\dot{Q}_{ev}}$ Exergía recuperada en el evaporador (kW)

$\dot{X}_{\dot{Q}_{rad}}$ Exergía de la radiación solar en el colector solar (kW)

$\Delta \dot{X}_{sistema}$ Cambio total de exergía en el sistema (kW)

$\dot{Q}_{c,e}$ Calor absorbido por el colector evaporador (kW)

$\dot{Q}_{c,t}$ Carga térmica para calentar (kW)

$\dot{Q}_{cd}$ Razón de calor extraído al refrigerante (kW)

$\dot{Q}_{ev}$ Razón de calor transferido al refrigerante (kW)

T_a Temperatura del aire ambiente (°C)

T_{fm} Temperatura de evaporación del refrigerante (°C)

T_r Temperatura del fluido frio después de absorber calor (°C)

T_s Temperatura aparente del sol (K)

T_c Temperatura de condensación (°C)

T_f	Temperatura del colector-evaporador (°C)
T_p	Temperatura de la placa colector solar (°C)
T_H	Temperatura más alta del ciclo de bomba de calor (°C)
T_L	Temperatura más baja del ciclo de bomba de calor (°C)
T_0	Temperatura del ambiente al cual se entrega calor (°C)
T_1	Temperatura del refrigerante a la entrada del compresor (°C)
T_2	Temperatura del refrigerante a la entrada del condensador (°C)
T_3	Temperatura del refrigerante a la salida del condensador (°C)
T_4	Temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador (°C)
s_1	Entropía del refrigerante al entrar al compresor ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
s_2	Entropía del refrigerante al entrar al condensador ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
s_3	Entropía del refrigerante al salir del condensador ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
s_4	Entropía del refrigerante al entrar al evaporador ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
v_1	Volumen específico a la entrada del compresor ($m^3 \cdot kg^{-1}$)
V_d	Volumen de desplazamiento del compresor (m^3)
U	Coeficiente total de transferencia de calor ($kW \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$)
U_{LC}	Coeficiente de pérdida de calor del colector ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
u_w	Velocidad del viento ($m \cdot s^{-1}$)
$\overset{g}{W}_{aux}$	Potencia auxiliar si no existiera radiación (kW)
W_{comp}	Trabajo del compresor ($kJ \cdot kg^{-1}$)
$\overset{g}{W}_{comp}$	Potencia del compresor (kW)

Abreviaciones

AEL	Límites de exposición permisibles
COP	Coeficiente de rendimiento

$COP_{DX-SAHP}$	Coeficiente de rendimiento de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar
COP_{rev}	Coeficiente de operación reversible
$DT_{\log}$	Diferencia de temperatura media logarítmica
TVL	Valor límite "Threshold"

Símbolos griegos

α	Absorción solar
ε	Absortividad, emisividad
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$)
λ	Calor latente de vaporización (kW)
η_{comp}	Eficiencia del compresor
η_{carnot}	Eficiencia de Carnot
η_v	Eficiencia volumétrica
η_{ic}	Eficiencia adiabática del compresor
η_{II}	Eficiencia según análisis exergético
ρ	Densidad del refrigerante ($kg \cdot m^{-3}$)

RESUMEN

La presente investigación presenta el análisis del rendimiento de una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa evaluando los refrigerantes R12, R410A, R407C y R290 como posibles fluidos de trabajo, los componentes de dicha bomba son: un compresor de 1/6 hp, una válvula de expansión electrónica, un condensador de cobre, y una placa colectora que funciona como evaporador pintada de negro para incrementar la absortividad de dicha placa. Debido a la situación ambiental del planeta se ha investigado las características de los refrigerantes mencionados anteriormente y se ha realizado el análisis ambiental correspondiente, por lo que se propone el uso del refrigerante más amigable con el planeta, este refrigerante es el R290, refrigerante del cual se han obtenido sus propiedades termodinámicas a través de la base de datos proporcionada por el software EES. Las pruebas realizadas han sido tabuladas con datos experimentales tomados cada cinco minutos en cuatro diferentes días realizando cinco ensayos al día evaluando diferentes situaciones climatológicas. La temperatura máxima del agua a la que se llegó en las pruebas es 45 °C, el tiempo en que el equipo toma en calentar el agua, así como la eficiencia de este, dependen de la condición climatológica que se tiene, por ejemplo, en días despejados con una radiación promedio de 422.35 $W \cdot m^{-2}$ y una temperatura ambiente de 14.26 °C el equipo demoró 40 minutos en alcanzar la temperatura de 45 °C. La eficiencia del sistema con asistencia solar estuvo en un rango óptimo obteniendo valores para el coeficiente de operación (COP) entre 3.58 y 6.09, dándose los valores más altos en horas de la mañana.

La implementación del sistema de bomba de calor pretende reducir las emisiones de CO_2 producidas por equipos tradicionales de calentamiento de agua, adicionalmente con el refrigerante seleccionado evitar el daño a la capa de ozono y reducir la emisión de gases provocan el efecto invernadero. Para la obtención de datos como radiación, temperatura ambiente y velocidad del viento se utilizó una estación meteorológica de tipo inalámbrica, que cuenta con una pantalla digital para visualizar los datos medidos, además equipos de medición de temperatura como pirómetro y una cámara termográfica marca Fluke modelo Ti200.

Palabras clave: Bomba de calor, energía solar, colector-evaporador, refrigerante R290, válvula expansión electrónica, calentamiento de agua.

ABSTRACT

The present research develops the performance analysis of a solar energy assisted heat pump with direct expansion evaluating refrigerants R12, R410A, R407C and R290 as possible working fluids, the components of this pump are: a 1/6 hp compressor, an electronic expansion valve, a copper condenser, and a collecting plate which in turn functions as a black-painted evaporator to increase the emissivity of that plate. Due to the environmental situation of the planet has investigated the characteristics of the refrigerants mentioned and proposes the use of the refrigerant more environmentally friendly, this refrigerant is the R290, refrigerant which have obtained their thermodynamic properties through the database provided by the software EES. The tests carried out have been tabulated with experimental data taken every five minutes in four different days carrying out five tests per day evaluating different climatic situations. The maximum water temperature, which was reached in the tests is 45 °C, the time that the equipment takes to heat the water depends on the climatic condition that it has, for example on sunny days with an average radiation of 422.35 $W \cdot m^{-2}$ and an ambient temperature of 14.26 °C the equipment took 40 minutes to reach the water temperature of 45 °C. The efficiency of the solar assisted system was in an optimum range obtaining values for the operating coefficient (COP) between 3.58 and 6.09, giving the highest values in the morning hours.

The implementation of a heat pump system aims to reduce emissions from traditional water-heating equipment and in addition to the selected refrigerant to avoid damage to the ozone layer and reduce the emission of gases which provoke the greenhouse effect. A meteorological station and temperature measuring equipment such as pyrometer and a Fluke Ti200 thermographic chamber, were used to obtain data such as radiation, ambient temperature and wind velocity.

Key words: Heat pump, solar energy, collector-evaporator, R290 refrigerant, electronic expansion valve, water heating.

Introducción

Analizando la situación actual del planeta Tierra, la cual tiene un exceso en consumo eléctrico, por ejemplo, en Estados Unidos el 40 % de las residencias usan energía eléctrica para calentar el agua, estas casas utilizan calentadores que en su mayoría dependen de combustibles fósiles [1]. Por su parte en Alemania el 17 % de la demanda eléctrica corresponde a aplicaciones de refrigeración en el sector residencial [2]. Adicionalmente China, que es el segundo país más contaminante del mundo, ha tenido un incremento del 8.02 % anualmente respecto a emisiones de dióxido de carbono (CO_2) desde el año 1980 hasta el año 2009 con valores de 1454.65 toneladas y 7706.83 toneladas, respectivamente, razón por la cual China desde el año 2009 se ha enfocado en la disminución y control de dichas emisiones y en generar energía más eficiente [3]. Lo alarmante de las emisiones de CO_2 es que según los científicos la temperatura del planeta aumentará en 3 °C para el 2050, ocasionando más desastres naturales y una presión elevada en consumo y necesidad de recursos [4]. Por estos motivos es recomendable utilizar fuentes renovables de energía que sean amigables con el medio ambiente, una de ellas es la energía solar [2], las leyes de control tanto europeas como americanas sobreponen ante todo disminuir la cantidad de CO_2, con la que se contamina el ambiente además de reducir los costos provocados por el consumo de energía [5], adicionalmente la creciente demanda de combustibles a base de petróleo ha llevado a que exista un temor de que los mismos puedan agotarse en las próximas dos décadas a un nivel tal que causaría una gran perturbación en la cadena de suministro de energía [6]. Una de las maneras estudiadas y propuestas es la integración de sistemas de alta eficiencia energética, la adición tanto de colectores solares como de paneles solares fotovoltaicos a sistemas de bombas de calor para calentamiento de agua es un claro ejemplo, ya que las bombas de calor no necesitan de una alta temperatura como requisito térmico [7]. Mediante la aplicación mencionada se puede obtener dos tipos de sistemas de bomba de calor: directa e indirecta. En los sistemas de bomba de calor se puede utilizar refrigerantes amigables con el medio ambiente, ya que los refrigerantes comúnmente usados como el R12, R134a o el amoníaco contaminan demasiado al medio ambiente debido a características propias del refrigerante. Los considerados refrigerantes ecológicos también pueden ser usados en sistemas de refrigeración y de esta manera reducir las emisiones contaminantes hacia el medio ambiente.

Objetivos

Objetivo general

Evaluar el rendimiento de una bomba de calor asistida por energía solar que funciona con un compresor de 1/6 hp mediante el uso de refrigerantes R12 – R407C – R410A como fluidos de trabajo.

Objetivos específicos

- Realizar una revisión bibliográfica acerca de los elementos, características y parámetros de funcionamiento de una bomba de calor, así como de las propiedades, rendimiento y normativas de los refrigerantes.
- Diseñar un sistema de bomba de calor asistida por energía solar, en base a parámetros establecidos.
- Evaluar las condiciones para una selección, uso correcto del compresor y la válvula de expansión, de acuerdo con las características del refrigerante seleccionado de un grupo refrigerantes estudiados.
- Determinar mediante el análisis de resultados experimentales, si el rendimiento obtenido con el refrigerante, compresor y válvula de expansión seleccionados es aceptable o no, respecto a la literatura investigada.
- Realizar un análisis económico-ambiental para la determinación de la viabilidad del presente proyecto de investigación.

CAPÍTULO 1

MARCO CONTEXTUAL DE UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA POR ENERGÍA SOLAR MEDIANTE EL USO DE DIFERENTES REFRIGERANTES

El presente capítulo se centra en el enfoque del ciclo de refrigeración por compresión de vapor y una de sus aplicaciones la bomba de calor. Posteriormente se explica todos los elementos que conforman el ciclo con sus principales características y funcionamiento. Se presenta información sobre los diferentes fluidos de trabajo considerando historia, clasificación y sus propiedades termodinámicas. Se analizan las diferentes alternativas a los refrigerantes típicamente usados que contaminan el medio ambiente, las variables que influyen en el comportamiento del ciclo, normas que rigen nacional e internacionalmente como es el desecho o uso de refrigerantes para funcionamiento de equipos.

Se presenta también características de los softwares utilizados para esta investigación, el primero que cuenta con bibliotecas de fluidos y propiedades termodinámicas y el segundo que es un software para la realización de cálculos y gráficos con datos tabulados.

1.1 Antecedentes de la investigación

Las investigaciones realizadas sobre energía solar aplicada a sistemas de bombas de calor a nivel mundo brindan una idea de cómo la energía es utilizada en varias aplicaciones, dichas investigaciones difieren por sistemas de control, tipo de refrigerante utilizado, método de obtención de resultados, entre otros, según Zhou et al. [8] en su investigación estudian el comportamiento de una bomba de calor asistida por energía solar con micro-canales en el evaporador, estudio en el cual se llegó a la conclusión de que el sistema puede proveer energía tanto eléctrica como térmica a una casa residencial anualmente, alcanzando el mismo una eficiencia eléctrica del 15.4 % y obteniendo un coeficiente de operación (COP), que varía entre 3 y 5.5 según la hora del día, los valores de temperaturas de entrada y salida del refrigerante tanto en el colector-evaporador y condensador las cuales variaron entre 18-22 ºC para la entrada en el colector, 40-90 ºC para la entrada del condensador, 15-30 ºC en la salida del colector y 35-42 ºC a la salida del condensador, dichos valores variaron en el tiempo de prueba de 9:30 a 16:00 horas realizado el 2/11/2015.

El sistema de bomba de calor asistida con energía solar en el cual el colector solar y el evaporador son un elemento fue analizado por Jie et al. [9], investigación en la cual se utilizó un compresor de frecuencia variable reciprocante y dio como resultado que el consumo de energía del compresor varió entre 290 y 340 W dando un promedio de 313 W, respecto a la capacidad del condensador se obtuvo resultados entre 1300 y 2400 W, valores que varían similarmente a la radiación solar. Analizando el COP del sistema se consiguieron valores entre 3.8 y 8.4, la eficiencia de los paneles fotovoltaicos fue del 13.7 %, además la temperatura máxima conseguida en el agua fue de 30 ºC y en la investigación se concluye que una bomba de calor con colector-evaporador llega a tener una mayor eficiencia que una convencional.

El estudio realizado por Keliang et al. [10], se presenta un enfoque respecto al compresor de velocidad variable, una alternativa al compresor reciprocante tradicional, el cual tiene una eficiencia y potencia mayor al compresor típico de sistemas de refrigeración o bombas de calor ya que como se muestra en dicho estudio el COP del sistema varía entre 4.57 y 7.25 con un promedio de 6, la capacidad máxima del condensador fue 3170 W con un valor promedio de 2200 W, la energía térmica acumulada al día fue de 71.28 MJ, las eficiencias: eléctrica, térmica y total del sistema fueron 0.135, 0.479 y 0.625 respectivamente, siendo las eficiencias eléctrica y total mayores a las correspondientes en un sistema tradicional de bomba de calor.

Se han realizado ciertas investigaciones acerca de nuevas alternativas en lo que se refiere a refrigerantes ecológicos ya que los convencionalmente utilizados provocan una contaminación elevada al ambiente mediante la emisión de cloro en altas cantidades.

Fannou et al. [11] , estudiaron al refrigerante R407C y al R410A como alternativas ecológicas respecto al antiguo R22, en el estudio se plantearon dos casos de análisis para evaluar el comportamiento de los refrigerantes mencionados en un evaporador de expansión directa, de los cuales se realizará una revisión del primer caso, en el que las condiciones fueron: la temperatura del refrigerante se mantuvo a 5 ºC y el flujo másico constante de 0.015 $kg \cdot s^{-1}$ con una calidad de vapor de 0.2, primero se evalúa el sobrecalentamiento que se provoca en el refrigerante a través del tiempo de prueba, análisis en el cual se observa que el sobrecalentamiento obtenido en el refrigerante R410A es muy similar al que se obtiene en el R12 y a su vez mayor al sobrecalentamiento alcanzado en el R407C obteniendo valores entre 3-8 ºC para el R22 y el R410A, y 3-6 ºC para el R407C, se

evidencia que dicho sobrecalentamiento en ningún refrigerante supera los 10 ºC, lo cual es bueno para el funcionamiento y eficiencia en una bomba de calor. Se examina el coeficiente total de transferencia de calor frente a la variación de la calidad de vapor a través del evaporador y, se compararon dos casos: cuando el fluido estuvo en ascenso y cuando estuvo en descenso a través del evaporador, se observa un incremento en el coeficiente total de transferencia de calor especificado en las unidades $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ a la vez que la calidad del vapor aumenta en el caso del descenso del fluido, se evidencian valores de 0.2 a 0.7 para el R22, de 0.2 a 0.8 para el R410A y en el caso del refrigerante R407C primero el coeficiente decrece mientras la calidad del vapor aumenta y luego sufre un incremento teniendo valores en el rango de 0.4 a 0.6.

En la investigación realizada por Tashtoush et al. [12] se estudia y analiza mezclas de refrigerantes para el reemplazo del R12 en sistemas de refrigeración domésticos. En el experimento se utilizó un sistema de refrigeración el cual fue diseñado para trabajar con el refrigerante R12, se separó dicho refrigerante y se añadió diferentes mezclas de prueba seleccionadas BPR(M), las mezclas en distintos porcentajes constan de butano, propano (R290) y R134a, los cuales en diferentes cantidades poseen propiedades termodinámicas similares al R12, se realizaron cinco tipos de mezclas, con los elementos mencionados anteriormente en distintas distribuciones por ejemplo el BPR (70) que consta de 25 gr de propano, 25 gr de butano y 20 gr de R134a, el BPR (80) consta de 25 gr de propano, 25 gr de butano y 30 gr de R134a, las cantidades de propano y butano se mantienen constantes mientras que la cantidad de R134a incrementa su valor en 10 gr hasta el BPR (110). Se analizó el COP del sistema y se obtuvo valores entre 2.2 y 2.4 para BPR (110), 2.2-2.6 para el BPR (100), 2.5-3 BPR (90), 3-3.6 BPR (80), 3-3.8 R12, 3.2-4 BPR (60), es decir entre menor cantidad o porcentaje de refrigerante R134a existía en la mezcla aumentaba el COP del sistema. Se analizó también la capacidad del evaporador frente a:

1) La potencia de compresión: donde se concluye que la potencia de compresión disminuye conforme el porcentaje de R134 disminuye, teniendo como valor máximo de potencia de compresión 145 W utilizando BPR (90) a una capacidad del evaporador igual a 350 W, y un valor mínimo de potencia de compresión de 25 W con BPR (70) a una capacidad del evaporador de 100 W.

2) La eficiencia volumétrica, en donde solo se analiza al BPR (80) y al R12, muestra resultados muy semejantes siendo ligeramente mayor la eficiencia del BPR (80) con una

diferencia del 5 %, a una capacidad del evaporador de 350 W, es decir el compresor trabajaría un 5 % más eficazmente con BPR (80) que, con el R12, sin embargo, se debería cambiar el aceite lubricante.

3) En el estudio se concluyó que la opción más considerable para reemplazo del refrigerante R12 es la mezcla BPR (80) ya que su desempeño y características se asemejan demasiado a dicho refrigerante a reemplazar.

Como se aprecia el refrigerante, R407C es una de las opciones más nombradas para reemplazar a refrigerantes contaminantes como el R22, en la investigación presentada por Kasera et al. [13], se analizan diferentes investigaciones acerca del desempeño de distintos refrigerantes que son opciones a reemplazar al R12, entre ellos el R134a, el R409A y el R290, partiendo de que el R407C tiene un Ozone Depletion Potential (ODP) igual a cero y un Global Warming Potential (GWP) de 1530, entonces el refrigerante no causará daño a la capa de ozono contrario al efecto del R12 que posee un ODP de 0.55, analizando la parte del COP se examina dos investigaciones en las que el R290 tiene un COP mayor al COP obtenido con el R22, a decir Devotta et al. [14] en los que los resultados obtenidos son: el COP alcanzado por parte del R407C es 1.76 % menor que el conseguido con el R22, y el COP realizado con el R290 es marginalmente mayor al obtenido con el R22. La segunda investigación analizada en dicha revisión es la de Joudi et al. [15], examinan a cuatro refrigerantes el R22, el R410A, el R290 y el R407C, con los cuales obtuvo valores de COP para el R290 que fue 18.94 % mayor que el del R22, un 14 % mayor que el R410A, y un 28,4 % que el del R407C.

Respecto al consumo de energía se analiza de nuevo las dos investigaciones antes mencionadas en donde Devotta et al. [14], concluyen que el consumo energético del R407C es un 6-7 % mayor que el consumo con el R22, obteniendo valores entre 2.13 y 2.29 kW de consumo energético.

Otra investigación respecto al consumo de energía es la realizada por Aprea et al. [16], en la cual se determinó el rendimiento del compresor utilizando el refrigerante R407C en comparación al uso con el R22, investigación que permitió conocer que el R22 tuvo un desempeño del 8-14 % mayor al que se obtuvo con el R407C principalmente debido a un mejor proceso de compresión, de igual manera las eficiencias volumétrica e isotrópica

fueron mejores por parte del R22 en un 3-7 % para la eficiencia volumétrica y un 6-14 % respecto a la eficiencia isoentrópica.

Joudi et al. [15] informaron que, el R290 necesitaba el menor consumo de energía debido a la menor carga y menor viscosidad de vapor que redujo la carga del compresor y el consumo de energía. El R410A requirió la mayor potencia consumo en comparación con el R22. La potencia consumida por el refrigerante R407C estuvo en el rango de 1.26-1.43 kW para temperatura del aire ambiente 35-55 ºC y potencia consumida de 1.22-1.34 kW por el R22 para la misma temperatura. El R407C consume 1.75 % más energía que el R22. Finalmente se llegó a la conclusión que el R290 es la mejor opción al momento de reemplazar al R22, ya que además alcanzó los mayores valores de COP (2.5-3.2).

1.2 Impacto ambiental

Las emisiones de gases de efecto invernadero han incrementado, esto se debe a la demanda en producción de energía para abastecer las necesidades en función del crecimiento de la población mundial en los últimos 10 años [17], como se muestra en la Tabla 1**.**

El uso de gases refrigerantes en la industria es muy frecuente, se puede mencionar a los clorofluorocarbonos (CFC) y que son contaminantes por que contienen cloro el cual reacciona con el ozono y destruye la capa de ozono atmosférica. Los hidrofluorocarburos (HFC) no contienen cloro, sin embargo, son gases de efecto invernadero que afectan a la temperatura global de la superficie de la Tierra, es decir, todos estos refrigerantes contribuyen significativamente al impacto ambiental y al cambio climático. Tienen un potencial de calentamiento global (GWP) mayor que el del CO_2 (miles de veces) [18].

Tabla 1. Población mundial en millones de personas [19, 20, 21].

Año	Mundial	África	América del sur	Europa	Asia	Oceanía
1990	5285	625.48	297.86	721.08	3202.47	26.97
2000	6117	812.55	349.79	726.40	3714.46	31.06
2010	6924	1042.46	397.08	735.39	4169.86	36.41
2015	7347	1186.17	418.44	738.44	4393.29	39.33
2016	7432	1216.12	422.53	738.38	4436.22	39.90
2017	7515	1246.50	426.54	739.20	4478.31	40.46

Como se observa en la Tabla 1, el crecimiento poblacional mundial ha aumentado notablemente respecto a los años noventa, como se aprecia los continentes que han aumentado su población en mayoría en el transcurso de 27 años son los continentes de América del Sur y África los cuales han duplicado su población, tomando el caso de América del Sur se pude decir que este crecimiento poblacional ha aumentado radicalmente por los factores económicos, políticos y sociales que se viven. Todo este incremento poblacional se traduce básicamente en el aumento de la demanda energética y a su vez en investigar como cubrir esta demanda satisfactoriamente.

El amplio consumo de combustibles fósiles y gases han causado una contaminación atmosférica significativa. El calentamiento global, el aumento de los costes energéticos y amenaza la escasez de energía en el futuro [22]. China se encuentra en el primer lugar del ranking de países emisores de CO_2, contamina tanto como Rusia, Estados Unidos, Japón e India juntos [23], las emisiones de CO_2 y población mundial han ido aumentando con el paso del tiempo como se muestra en la Figura 1.

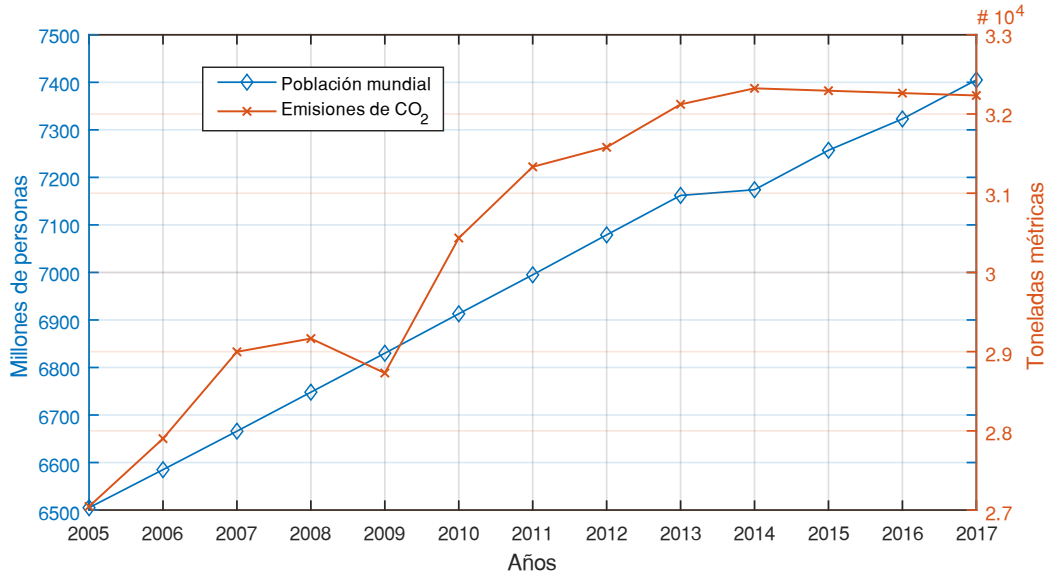


Figura 1. Población mundial en millones de habitantes y emisión de CO_2 vs años [19, 20, 24].

En la Figura 1 se muestra la gráfica de población mundial en millones de personas y emisiones de dióxido de carbono en toneladas métricas versus los años, se observa claramente que a mayor población mundial se tendrá mayor producción de CO_2, ya que el número de personas es mayor y por ende aumenta la emisión de CO_2 producido, la gráfica

es consistente y muestra un aumento conforme el paso de los años y a su vez el aumento de la población mundial.

En la Figura 2 se presenta los principales agentes emisores de CO_2 con respecto al Ecuador.

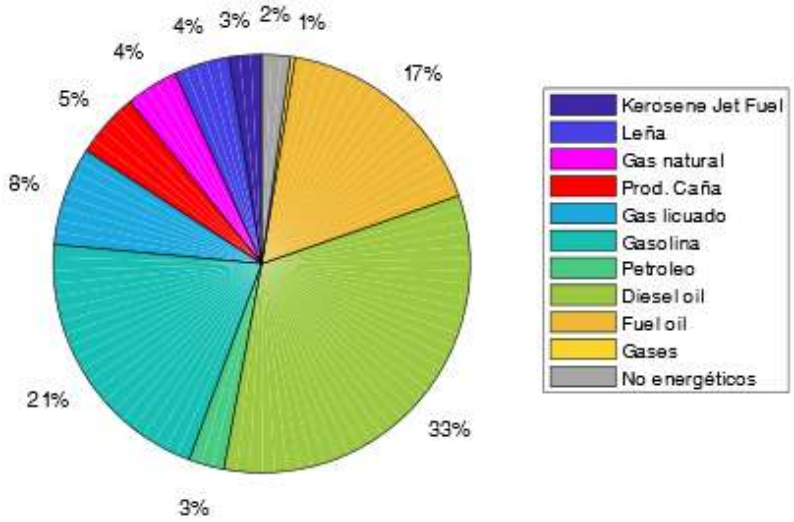


Figura 2. Emisiones de Gases de efecto invernadero por fuente (kt CO_2 equivalentes) [17].

Como se observa en la Figura 2, el mayor causante de la producción de gases de efecto invernadero es el diésel con un 33 %, combustible utilizado comúnmente para la generación de energía eléctrica mediante el uso de generadores o grupos electrógenos, es correcto concluir que el combustible es el principal agente que más contamina ya que la energía eléctrica debe ser generada constantemente para su uso, y en algunos países en los cuales aún no se utilizan las energías renovables se emplean los generadores por diésel, además de ser utilizado como combustible en camiones, medios de transporte, entre otros, debido a su menor precio y eficiencia, en comparación a la gasolina. El uso de hidrocarburos es la mejor alternativa como uso de refrigerantes en refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor [13].

1.3 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Es el ciclo mediante el cual se basa el funcionamiento de los refrigeradores y bombas de calor, se basa en cambiar de estado a un fluido que absorbe y desecha calor al cambiar de fase, este fluido es conocido como refrigerante. Mediante el cambio de la temperatura y presión del refrigerante además de la absorción y desecho de calor se logra refrigerar un espacio determinado o aportar calor a dicho espacio. Hoy en día la transferencia de calor es

muy importante, para algunas utilidades como una agradable sensación en el aire en un espacio determinado o la refrigeración de alimentos para que estos no perezcan [25].

Un sistema típico de refrigeración por compresión de vapor utiliza refrigerante el cual recircula por el ciclo una y otra vez [26], absorbiendo el calor del espacio que se requiere remover calor [25, 26] mediante la aplicación de mecanismos de transferencia de calor y ciertos elementos como son el evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión [27], como se observa en la Figura 3 y el diagrama que representa un ciclo ideal en la Figura 4.

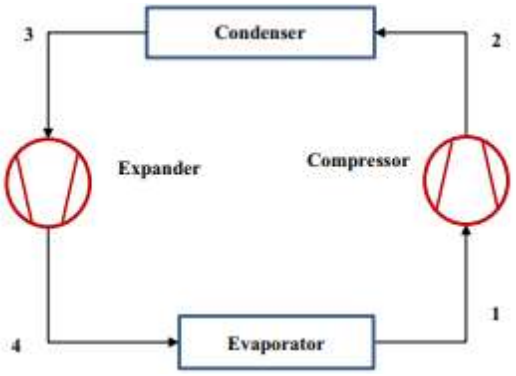


Figura 3. Ciclo de refrigeración de compresión de vapor [28].

Es importante aclarar que en los últimos tiempos se ha utilizado la energía alternativa como fuente de poder para el funcionamiento de estos sistemas [27], ya que el consumo eléctrico ha ido en aumento al igual que la contaminación que este provoca como lo muestran Chaturvedi et al. [6], por consecuente algunos de los elementos ya mencionados han sido adaptados para funcionar con dicha energía [25, 27].

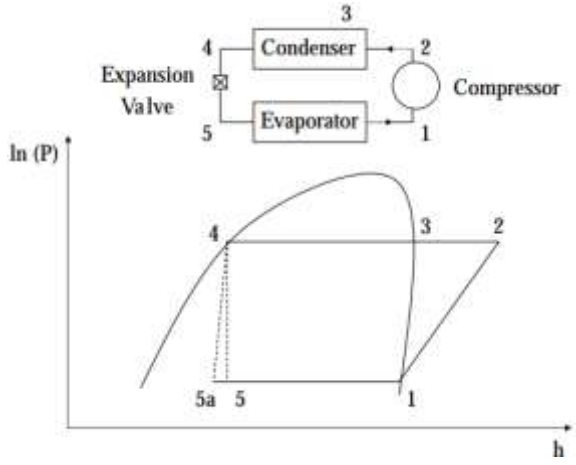


Figura 4. Diagrama de un ciclo estándar de compresión de vapor [29].

En la Figura 4 se observa el diagrama presión-entalpía (P-h) de un refrigerante que está cumpliendo con el ciclo de refrigeración por compresión ideal, el proceso 1-2 corresponde al compresor que se encarga de elevar la presión y temperatura del refrigerante, el proceso 2-3-4 se trata del paso del refrigerante a través del condensador en donde cambiará de fase al ceder calor, el proceso 4-5 consiste en el paso del refrigerante a través de la válvula de expansión en donde su presión será disminuida y finalmente el proceso 5-1 que indica la evaporación del refrigerante por la absorción de calor en el evaporador.

1.4 Elementos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor

1.4.1 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor recuperan, absorben (calentador) o si es el caso ceden (enfriador) calor entre dos corrientes de un proceso [30], esto se lo realiza mediante la diferencia de temperaturas la cual permite que haya transferencia de energía [31] con mecanismos de transferencia de calor como convección y conducción, entre un fluido y el otro los cuales nunca entran en contacto [32]. Esta transferencia de calor depende de factores como el área de transferencia, el coeficiente de transferencia total y los fluidos al intercambiar calor [32]. Se tiene intercambiadores en los cuales un fluido cambia de estado a temperatura constante mientras el otro fluido gana o pierde calor según sea el caso como indica Karlekar [33], de este tipo se conforman el evaporador y el condensador en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Clasificación y tipos

En general se tiene tres clases de intercambiadores de calor, en la que cada uno varía respecto a diseños que satisfacen necesidades específicas [30, 32, 33]. También cabe aclarar que para cada clasificación existe el tipo de intercambiador de calor en el cual un fluido cambia de estado a temperatura constante como se mencionó anteriormente [32, 33].

Flujo paralelo

Cuando ambos fluidos fluyen en un mismo sentido, esta configuración es la menos eficiente de todas, tal y como se muestra en la Figura 5.

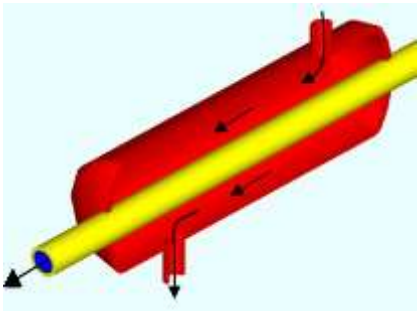


Figura 5. Intercambiador de calor de flujo paralelo [34].

Flujo encontrado

Cuando los fluidos fluyen en direcciones contrarias, esta configuración es una de las más eficientes [33], se muestra un diagrama de este tipo de intercambiador en la Figura 6.

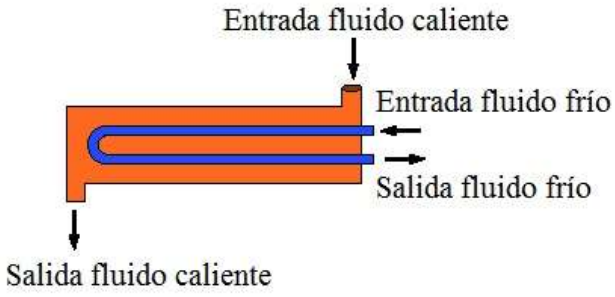


Figura 6. Intercambiador de calor de flujo encontrado **[35]**.

Flujo cruzado

Es el intercambiador más compacto de todos y el más eficiente para la transferencia de calor [30], se puede observar un ejemplo en la Figura 7.

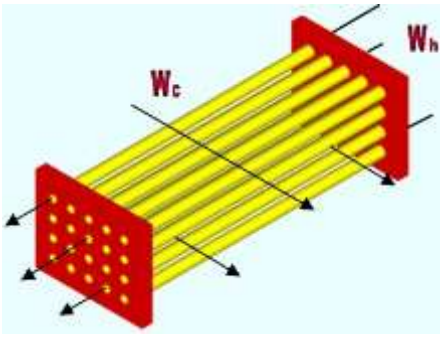


Figura 7. Intercambiador de calor de flujo cruzado [31].

1.4.1.1 Evaporador

Se basa en el funcionamiento de un intercambiador de calor, el cual elimina el calor de un espacio por diferencias de temperatura manteniéndose este a baja presión [33], en este elemento el líquido refrigerante cambia de estado (líquido a vapor), mediante la absorción de calor del espacio a refrigerar a temperatura constante [36, 37]. Actualmente gracias a varias investigaciones como las de: Hepsbali & Kalinci [1], Zhou et al. [8], Jie et al. [9], Cerit & Erbay [38], Behar et al. [39] en el tema de energías renovables, concretamente en el tema de energía solar, se han desarrollado sistemas de refrigeración o de bombas de calor [40], en los cuales el colector que recibe la radiación solar está unido al evaporador como se muestra en la Figura 8.

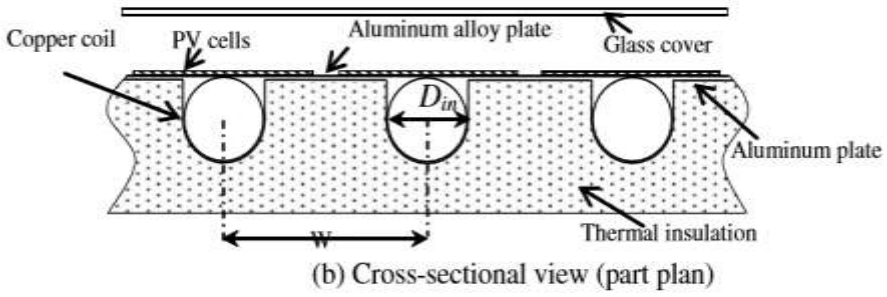


Figura 8. Colector- evaporador [41].

La Figura 8 presenta un colector-evaporador, el cual posee tubos, en los cuales se realiza la transferencia de calor desde la energía térmica captada del sol hacia el refrigerante que circula dentro de los tubos, se debe aislar la tubería para evitar las pérdidas de calor (Thermal insulation), y también se muestra una cubierta de vidrio (Glass cover) para mantener el calor. Parámetros como el diámetro del tubo y su material (D_{in}) son importantes ya que de ellos dependen la cantidad de transferencia de calor hacia el refrigerante.

Uno de los parámetros que influyen en la capacidad del evaporador son las dimensiones del área de este como se muestra un ejemplo de geometría en la Figura 9.

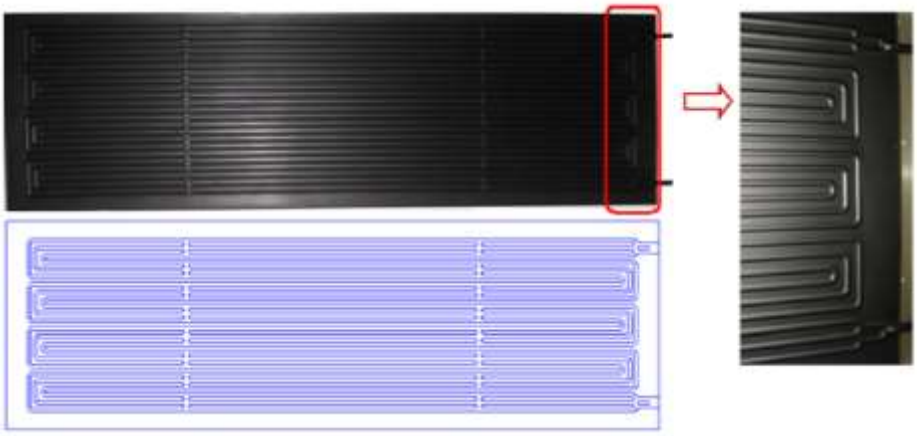


Figura 9. Ejemplo de diferentes geometrías en el evaporador [38].

Cerit & Erbay [38] realizaron el estudio de tres diferentes bombas de calor asistidas por energía solar utilizando como refrigerante el R134a, como colector-evaporador utilizaron placas de aluminio de 1 m^2 con un diseño propio de canales para cada una. En la figura 9 se observa el diseño de canales con el cual se obtuvieron valores más altos de COP. Elementos adicionales de los sistemas de bomba de calor fueron: un compresor reciprocante y una válvula termo-estática de expansión, en este estudio se obtuvo valores de COP entre 2.42 y 3.30, dependiendo este valor de la radiación solar disponible en el día.

En la investigación realizada por Sun et al. [42] se determinó que, los bloques de canales en forma de paralelogramo o hexágono mejoran la transferencia de calor, con bloques de canales paralelos la temperatura del cuerpo sólido es más alta.

Paradeshi et al. [7] utilizaron un colector-evaporador solar plano con superficie total de 2 m^2 (2 x 1 m) y refrigerante R12, un condensador enfriado por aire y una válvula de expansión electrónica con un compresor hermético reciprocante y obtuvieron valores de COP entre 1.8 y 2.8, una capacidad de generación de calor entre 2.0 y 3.6 kW, dependiendo dichos valores de la hora del día y condiciones climáticas que son presentados en dicho estudio.

Tipos convencionales de intercambiadores de calor vaporizantes

En el diseño de vaporizadores existen muchos riesgos que en el diseño de otros intercambiadores de calor [30], como por ejemplo asegurar que el refrigerante se evapore completamente, ya que si por alguna razón el refrigerante ingresa al compresor en estado

líquido puede ocasionarle daños, por este motivo hay un gran número de evaporadores según el método de cálculo y el tipo de convección que realiza [30, 33, 36].

Clasificación de evaporadores

Los evaporadores se los puede clasificar de varias formas como: por su construcción, métodos de alimentación de refrigerante, método de circulación de aire, entre otros [43], así las clasificaciones más importantes son:

Por su construcción

Tubo descubierto

Se construyen generalmente de tubo de acero o cobre, siendo el acero usado para evaporadores de dimensiones grandes y cuando se utiliza amoníaco como refrigerante, mientras que los de cobre se emplean cuando las dimensiones del evaporador son pequeñas y no se utiliza el amoníaco si no refrigerantes comunes como el R12 o el R134A [36], se observa un ejemplo en la Figura 10.

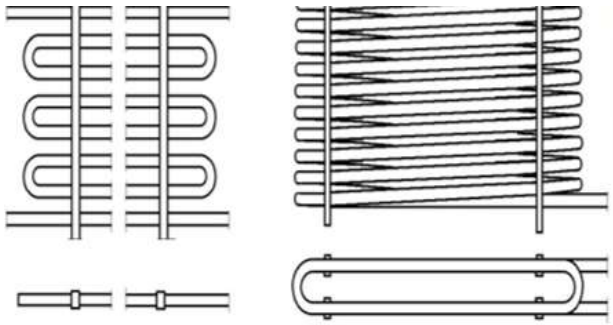


Figura 10. Evaporador de tubo descubierto [44].

Superficie placa

Evaporadores muy usados en refrigeradores domésticos por su fácil limpieza y economía, constan de tubería doblada instalada entre placas metálicas las cuales están soldadas a las orillas [30, 36] , también se tiene el diseño de dos placas de metal realzadas y soldadas una con otra de tal modo que el refrigerante circula entre las dos placas [36], estos evaporadores también son conocidos como tipo rollbond, se muestra un ejemplo en la Figura 11.

Figura 11. Evaporador de superficie de placas [45].

Aletados

Para reducir el tamaño del evaporador y obtener una mayor área para la transferencia de calor, hay diseños de intercambiadores de calor, como los evaporadores que poseen aletas para mayor transferencia de calor entre las superficies [45]. Las aletas son placas metálicas que aumentan la transferencia de calor ya que en los evaporadores de tubo descubierto el aire que circula sobre el serpentín pasa a través de espacios abiertos entre los tubos y no hace contacto con la superficie del serpentín, por lo que la transferencia de calor en los evaporadores de tubo descubierto es menor [36] se observa un ejemplo en la Figura 12.

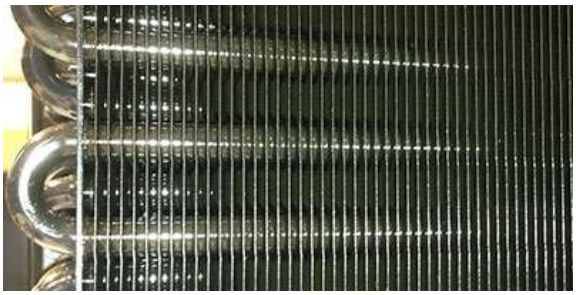


Figura 12. Evaporador aletado [46].

Forma de circulación del aire

Convección natural

La circulación de aire por convección natural es en gran parte influida por la forma, tamaño y localización del evaporador, el aire puede circular por convección natural asegurada por los gradientes térmicos que se producen en las distintas zonas [43, 45]. Se utilizan en los requerimientos más simples de evaporación [30, 45], aire a baja velocidad y una deshidratación mínima del producto, comúnmente los refrigeradores domésticos poseen este tipo de evaporadores [36, 43] .

Convección forzada

Son comúnmente evaporadores de tubo descubierto o aletados colocados en una carcasa metálica, equipados con uno o más ventiladores para proporcionar la circulación del aire [45], mediante el uso de ventiladores se fuerza al aire a circular y realizar la convección [36]. Estos evaporadores se utilizan para líquidos viscosos, líquidos que forman sales y soluciones que tienden a incrustarse [30].

Forma de alimentación del refrigerante

Expansión seca

La cantidad de refrigerante está limitada a lo que el evaporador pueda completamente vaporizar durante el tiempo de llegada hasta el extremo final del evaporador [36], para su funcionamiento suele utilizarse una válvula de expansión termostática que regula el paso del líquido de acuerdo con la aspiración del compresor [43].

Para evitar llevar líquido al compresor en vez de vapor se realiza un precalentamiento de -12 °C al final del evaporador [36], se presenta un ejemplo en la Figura 13.

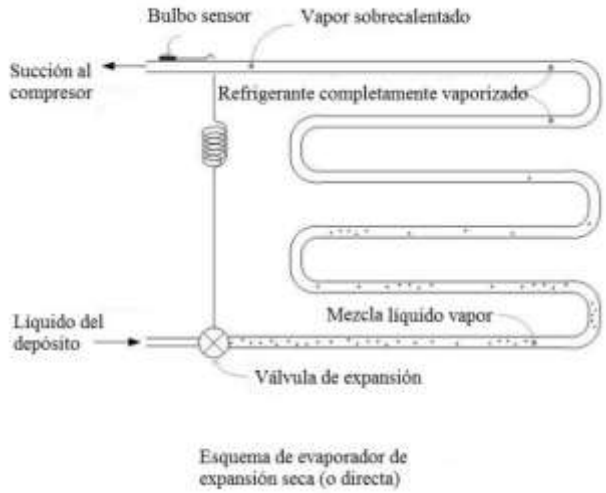


Figura 13. Evaporador expansión-seca [47].

Inundados

Se llenan por completo con el fin de tener humedecida toda la superficie interior del tubo y en consecuencia una mejor transferencia de calor [36, 43], en este caso el nivel del líquido se controla mediante una válvula de flotador que se cierra y no deja pasar más

líquido cuando se alcanza el nivel fijado. También se utilizan ciertos dispositivos de columna de mercurio para abrir y cerrar contactos [43] como se observa en la Figura 14.

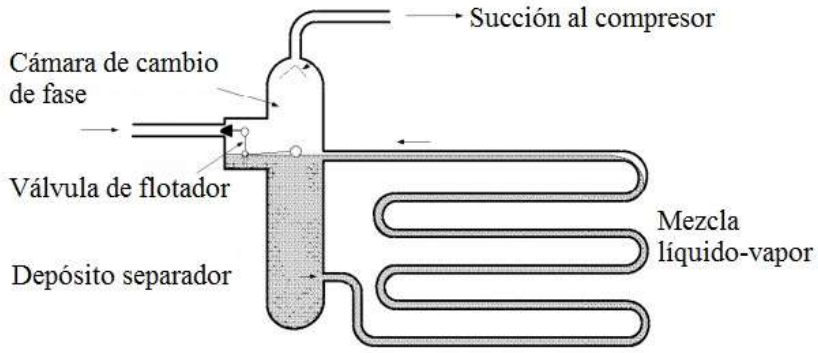


Figura 14. Evaporador inundado [47].

Sobrealimentados (recirculación de líquido)

La cantidad de refrigerante líquido en circulación a través del evaporador ocurre en considerable exceso y puede ser vaporizado [36], el exceso de líquido es separado del vapor en un receptor a baja presión y este es recirculado al sistema [30, 36].

1.4.1.2 Condensador

Al igual que en los evaporadores, los condensadores son todas las superficies de transferencia de calor (un intercambiador de calor), donde el fluido cederá calor para sufrir un cambio de fase (vapor-líquido) [30, 36], es decir aquí se enfría al fluido refrigerante para que se condense y pase de vapor a líquido saturado con alta presión [36, 48].

Se debe añadir que el condensador también es un intercambiador de calor en el cual el refrigerante cambia de estado a temperatura constante [33, 36], mientras cede su calor al ambiente (refrigeración) o a un espacio determinado (bomba de calor), como se muestra en la Figura 15.

Existen 5 mecanismos para condensar los cuales son: condensado por gotas, en la película (más usada en la industria), contacto directo, condensación homogénea y condensación de vapores mixtos [49], de los cuales la configuración más utilizada es de tubos. En investigaciones recientes se ha logrado tener eficiencias mayores del condensador haciéndolo de menor tamaño [49, 50].

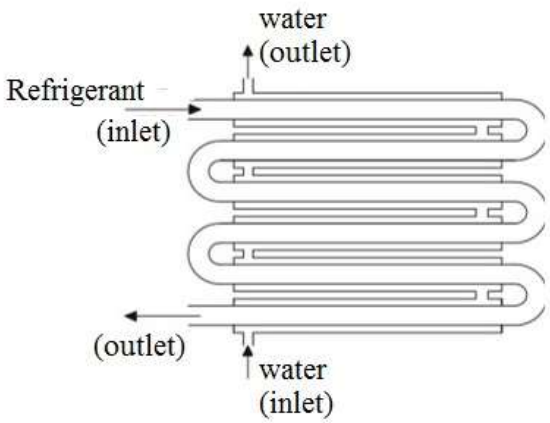


Figura 15. Condensador bobinas serpentinas de tubo [48].

En la Tabla 2 se presenta los condensadores utilizados en algunas investigaciones de bombas de calor de expansión directa asistidas por energía solar y ciertas características de funcionamiento de dichos compresores como el tipo, diámetro y espesor del tubo, área total de transferencia de calor, longitud, entre otros, además de características del sistema como el refrigerante utilizado.

Tabla 2. Condensadores utilizados en investigaciones que utilizan bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa para calentamiento de agua.

Investigación	**Tipo**	**Diámetro externo**	**Espesor**	**Longitud - Área**	**Refrigerante**
Zhu et al. [51]	Plato	-	-	1.35 m^2	R134a
Li et al. [52]	Serpentín de cobre	9.9 mm	0.75	60 m	R22
Kong et al. [53]	Serpentín de cobre	9.9 mm	0.75	60 m	R410A
Fernández-Seara et al. [54]	Serpentín de cobre con aletas de cobre	12.4 mm	0.8	-	R134a
Chow et al. [55]	Serpentín de cobre	13 mm	-	15 m	R134a
Zhou et al. [8]	Serpentín de cobre	12.7 mm	1 mm	48 m – 1.92 m^2	R410A

Como se observa en la Tabla 2 los condensadores más utilizados en sistemas de bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa son los serpentines de cobre, seguidos de los tipo plato, se muestra también una variación del diámetro externo del tubo de cobre así como en la longitud, espesor y área, todo esto en base a la cantidad o volumen de agua que se quiere calentar, por ejemplo Chow et al. [55] utilizaron un tubo de cobre con diámetro externo de 13 mm y una longitud de 15 m para un volumen de agua de 2500 litros, utilizando un compresor de 1 kW debido a que el volumen de agua a calentar es elevado. Por su parte Kong et al. [53] experimentaron con un tanque con capacidad de 150 litros de agua, y utilizaron un tubo de cobre de diámetro externo igual a 9.9 mm con una longitud de 60 m, además se usó un compresor de 0.75 kW. Zhou et al. [8] emplearon un tubo de cobre con diámetro exterior de 12.7 mm y una longitud de 48 m para un tanque con capacidad de 1000 litros de agua, el compresor del que se dispuso tuvo una potencia de 3.75 kW.

Para el diseño y selección del condensador, así como las características de la tubería de cobre (serpentín) es necesario conocer el valor del volumen de agua a calentar y la potencia disponible en el compresor a utilizar.

1.4.2 Compresor

La función principal del compresor es la de absorber el vapor de refrigerante a alta temperatura y comprimir este vapor [33, 36], de esta manera se mantiene la presión baja necesaria en el evaporador [27].

El compresor es una de las partes vitales de todo proceso de refrigeración por compresión de vapor y es fundamental para determinar el rendimiento de este [56]. El compresor, es una combinación entre una compresión mecánica y un motor eléctrico, se muestra un esquema del compresor en la Figura 16.

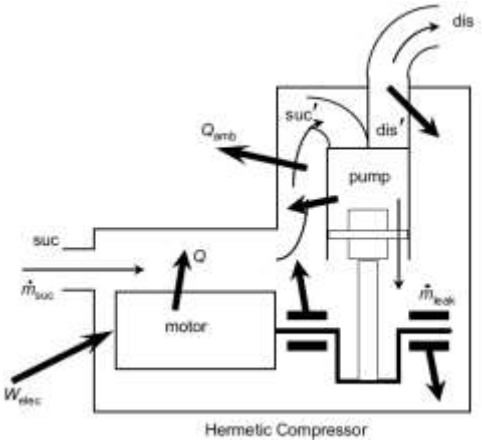


Figura 16. Compresor mecánico comúnmente usado [56].

Los motores eléctricos pueden ser de corriente alterna (AC) y de corriente directa (DC) donde el motor AC funciona con voltajes entre 110 y 120 V y el motor DC trabaja en voltajes entre 12 y 24 V [57].

La energía solar también puede ser usada en el compresor, en reemplazo de la energía eléctrica [6, 58], se ha desarrollado el compresor de velocidad variable, el cual brinda ciertas ventajas frente al compresor tradicional de las cuales: bajo nivel de ruido, baja vibración, baja corriente de arranque, control de temperatura rápido y la mejora del COP [59, 60], en contraste su costo se ha elevado actualmente además de los elementos que lo conforman [56], aun así es una opción positiva frente a los gastos y consumo eléctrico que causa un compresor normal de velocidad simple [61] como se puede apreciar en la Figura 17.

Ciertamente el compresor de velocidad variable brinda una eficiencia energética menor que se traduce a menor consumo de energía, aunque su precio sea mayor en comparación a compresores tradicionales como el lineal o el scroll.

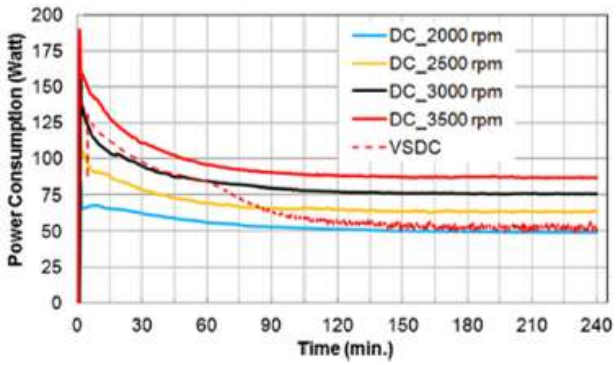


Figura 17. Consumo en el compresor a diferentes velocidades en comparación con un compresor de velocidad variable [57].

Tipos de compresores

Compresor lineal

Se caracteriza por no tener cigüeñal en comparación con el compresor alternativo. Esto permite una mayor eficiencia, operación sin aceite, menor costo y menor tamaño cuando se usan compresores lineales para el sistema de refrigeración por compresión de vapor (VCR). Es usado habitualmente para refrigeración doméstica y refrigeración electrónica (sistema VCR) [62]. Se observa un esquema de dicho compresor en la Figura 18.

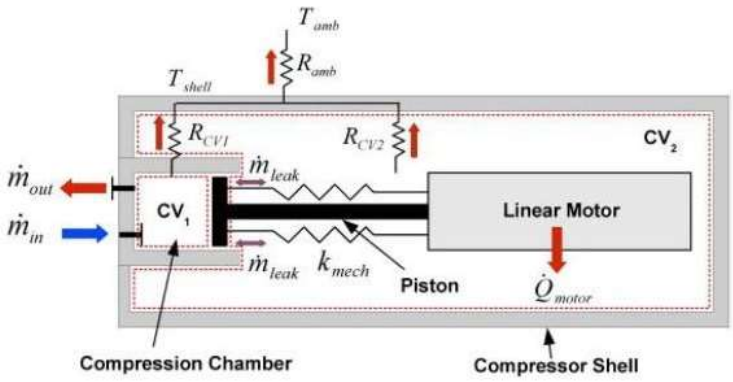


Figura 18. Representación del proceso de compresión de un compresor lineal [62].

Compresor scroll

Es una máquina de desplazamiento positivo de movimiento orbital que comprimen un gas por medio de dos miembros en forma de espiral conjugados [63]. Su uso se da en aire acondicionado, refrigeración y calentamiento de agua debido a su alta confiabilidad, bajos niveles de ruido y alta eficiencia.

El proceso de funcionamiento consiste en succión donde el refrigerante se calienta cuando entra en contacto con componentes calientes como el motor eléctrico, los cojinetes y la carcasa del compresor. Parte del calor se rechaza al ambiente exterior a través de la carcasa del compresor, y el resto calienta el refrigerante admitido en la línea de succión [63].

Este tipo de compresores son los más aptos para ser utilizados en sistemas de bombas de calor, ya que se alcanza valores de COP inusualmente altos, por ejemplo, en la investigación realizada por Wang et al. [64], se obtuvo un incremento de entre el 2 y 4 % en el COP en un sistema de bomba de calor con refrigerante R410A, dependiendo de las

condiciones. Estos compresores también son los más compactos y los que tienen menor número de elementos por lo que son más confiables, además su eficiencia volumétrica es elevada para varias condiciones de funcionamiento [65].

Compresor reciprocante

Son máquinas que se han usado desde hace mucho tiempo atrás hasta el momento actual como es el caso de refinerías de gas, estaciones de gas natural comprimido (GNC) y sistemas de refrigeración. Estos compresores usan una gran cantidad de energía, por lo que sus condiciones de trabajo ineficientes conducen a desperdiciar energía [66]. En la Figura 19 se ilustra los componentes y la manera de funcionamiento de un compresor alternativo.

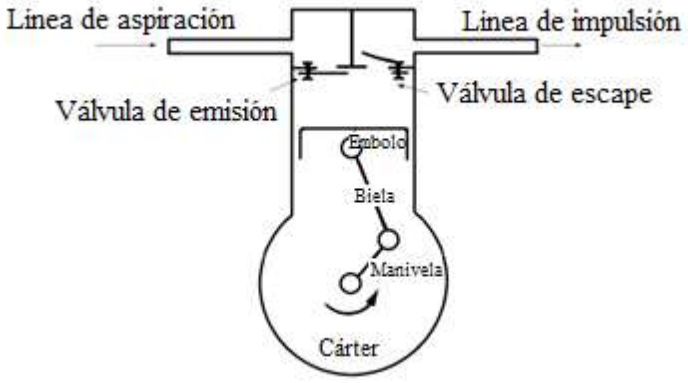


Figura 19. Esquema del funcionamiento de un compresor alternativo [67].

Los anteriores compresores mencionados son los principales utilizados en la industria para la refrigeración, cuartos fríos y calefacción en el caso de edificios, cada uno de ellos es gradual y presenta su complejidad al momento de trabajar con un refrigerante específico.

En la Tabla 3 se presenta los compresores utilizados en algunas investigaciones de bombas de calor de expansión directa asistidas por energía solar, y ciertas características de funcionamiento de dichos compresores como el tipo, potencia, refrigerante utilizado, entre otros, además de características del sistema.

Tabla 3. Compresores utilizados en bombas de calor de expansión directa asistidas por energía solar.

Investigación	Potencia	Refrigerante	Tipo-Características	Aplicación
Cerit & Erbay [38]	750 W	R22	Recíproco-Hermético	Calentamiento de agua
Jie et al. [9]	(150 - 1300) W	R134a	Reciprocante frecuencia variable (15-120) Hz	Calentamiento de agua
Mastrullo & Renno [68]	(0.41-0.46) kW	R22	Frecuencia variable-Consumo eléctrico de 3.9 kWh	Comparación entre bomba de calor normal y DX-SAHP
Paradeshi et al. [7]	1020 W	R22	Recíproco-Hermético	Instalación experimental de calefacción de espacios
Kong et al. [53]	1.5 kW	R410A	Rotativo-Hermético	Calentamiento de agua doméstico
Weishi & Jianlin [69]	1.2 kW	R134a	Rotativo-Hermético	Calentamiento de agua doméstico

La Tabla 3 indica que los sistemas de bomba de calor son más utilizados para el calentamiento de agua doméstica y como segundo para la calefacción de espacios. Con respecto a la potencia del compresor la más común está en el rango de entre 1, 1.5 y 2 hp.

1.4.3 Válvula de expansión

En el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante en estado líquido después de salir del condensador a baja temperatura necesita que su presión disminuya, para volver a ingresar al evaporador y cumplir el ciclo de nuevo [36]. El dispositivo encargado de esta acción y además de regular el flujo de refrigerante que ingresa al evaporador se denomina válvula de expansión [30, 36, 70, 71].

Algunos tipos de estas válvulas son: válvulas de tubo capilar, de expansión térmica y de expansión eléctrica, además de la válvula manual y automática, entre otras [36, 70], siendo las más utilizadas la de expansión térmica y la electrónica, se observa la válvula de expansión térmica en la Figura 20.

Actualmente se ha vuelto común el uso de válvulas electrónicas ya que estas permiten un control de flujo de refrigerante variable y preciso, lo cual reduce el consumo provocado por la regulación continua [71]. Una válvula electrónica es aquella que contiene un sistema de control electrónico capaz de regular el flujo del refrigerante cuando este se encuentra a velocidades y presiones elevadas, siendo este control muy preciso e influyendo en el COP del dispositivo en que se lo utilice [72, 73], ya que se alcanza rápidamente el estado estable y se reduce el consumo de energía, llegando el mismo a un 10 % en comparación a una válvula de expansión térmica [73, 74].

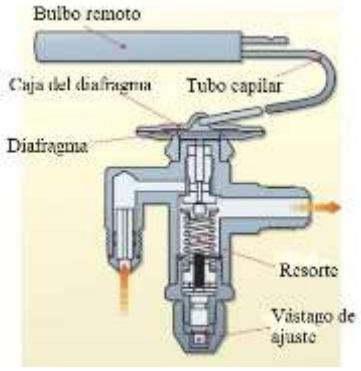


Figura 20. Válvula expansión térmica [75].

1.5 Ciclo ideal y real de refrigeración por compresión de vapor

1.5.1 Diagramas termodinámicos

Para aclarar y entender los cambios de estado de un fluido que se realizan en un ciclo de compresión de vapor es necesario conocer los diferentes tipos de diagramas que se puede

obtener según las propiedades del fluido, estas pueden ser: temperatura, presión, entalpía, entropía, los cuales son las principales propiedades al analizar un cambio de estado en fluidos. Existen varios tipos de diagramas termodinámicos, según las propiedades utilizadas o que se necesite visualizar, por ejemplo, diagramas presión-entalpía, temperatura-entropía, entre otros, los cuales indican el comportamiento del fluido según el ciclo se realiza, las principales propiedades son definidas a continuación:

Entalpía: Energía absorbida o recibida por un sistema, es la energía que un sistema intercambia con su entorno.

Entropía: Es una magnitud física que mide el grado de organización o desorden dentro de un sistema, o la razón de un incremento de energía interna frente a un cambio en la temperatura del sistema.

Exergía: Cantidad de energía que un sistema dispone para ser intercambiada con su entorno y con la cual se puede generar trabajo.

En la Figura 21 se observa el diagrama temperatura-entropía, de ciertos fluidos utilizados como refrigerantes en sistemas de bombas de calor.

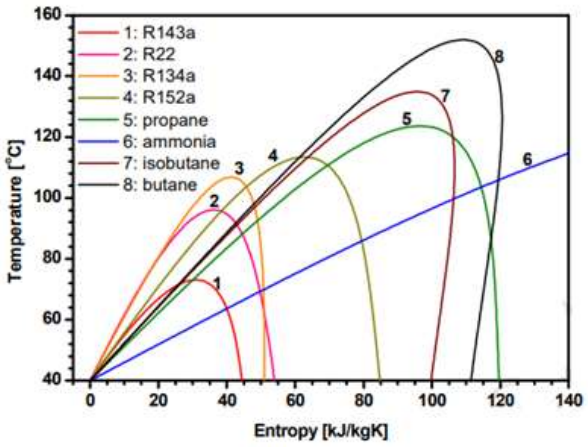


Figura 21. Diagrama temperatura-entropía [76].

Zonas de los diagramas termodinámicos

Región de líquido subenfriado: Región en la cual el fluido se encuentra subenfriado, es decir su temperatura ha sido reducida por debajo de la temperatura de saturación.

Región de 2-fases: En esta región, el fluido se encuentra en fase de mezcla, es decir parte es líquido y parte es vapor.
Líneas isotermas: Líneas de temperatura.

Línea de la campana: A la izquierda la línea es la fase de líquido saturado, en la derecha la línea representa el estado de vapor saturado.

Región de vapor sobrecalentado: En esta región el vapor ha sido sobrecalentado es decir se ha aumentado más su temperatura respecto a la presión de saturación.

Las zonas mencionadas se presentan en la Figura 22.

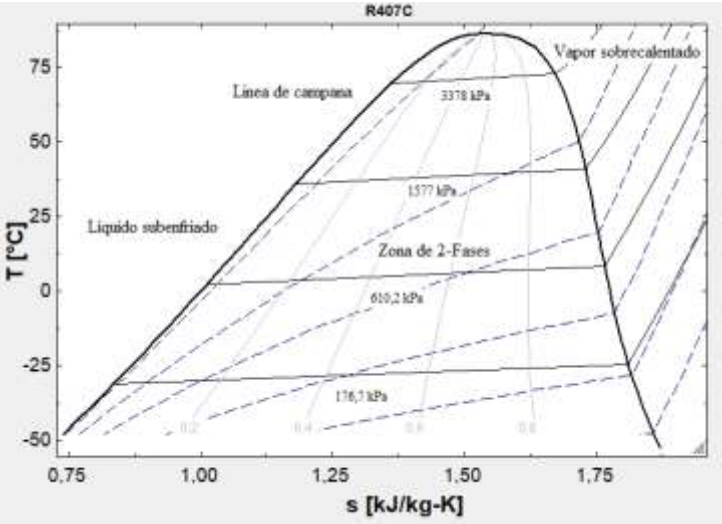


Figura 22. Zonas del diagrama temperatura-entropía del refrigerante R407C, realizado en el software EES.

1.5.2 Coeficiente de operatividad o rendimiento (COP)

La eficiencia en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor se define como el calor extraído (refrigeración-evaporador), o el calor que se entrega al espacio a calentar (bomba de calor-condensador), sobre el trabajo necesario en el compresor [77].

1.5.3 Ciclo ideal

Una sustancia cambia su fase cuando se le aumenta o elimina calor [78], en un sistema de refrigeración común lo que se busca es absorber el calor de un espacio específico, para lo cual se utiliza un evaporador, entonces el calor extraído del fluido lo gana el refrigerante y al hacerlo cambia su fase de líquido a vapor [77], en el ciclo ideal por su nombre se

considera que el refrigerante se encuentra inicialmente en mezcla y después de ganar calor abandona el evaporador como vapor saturado, estos estados dependen de la presión y la temperatura a la que se encuentre el refrigerante.

Seguidamente el compresor en donde la presión del vapor se aumenta y lleva al refrigerante a la fase de vapor sobrecalentado [57, 79], en el compresor se considera que no existen pérdidas de calor lo cual es ideal, ya que se considera un trabajo isoentrópico (no existen pérdidas de calor) del compresor [32, 29], después el refrigerante ingresa al condensador en donde intercambia calor con el ambiente, es decir desecha el calor absorbido en el evaporador.

En el condensador el vapor se condensa hasta salir como líquido saturado ya que se encuentra a alta presión y baja temperatura, después entra a la válvula de expansión en dónde se baja la presión y el refrigerante vuelve a su estado inicial. Se muestra un ciclo ideal del refrigerante R407C en la Figura 23.

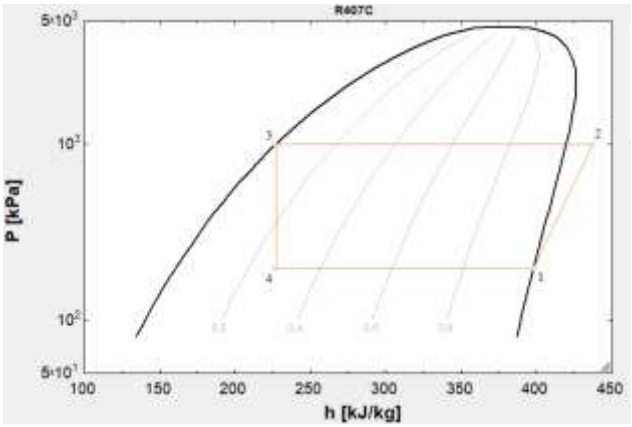


Figura 23. Ciclo ideal del refrigerante R407C, diagrama P-h, realizado en el software EES.

Este ciclo no considera las pérdidas de presión, que ocurren en las tuberías ya sea del condensador o evaporador [29]. Se puede observar el ciclo en diferentes diagramas mencionados anteriormente, en la Figura 23 se muestra el ciclo ideal en el diagrama presión-entalpía del refrigerante R407C en el cual no se consideran pérdidas de presión, en la Figura 24 se observa el diagrama presión-entalpía del R410A, en el cual se concluye que el calor latente de un refrigerante es el calor necesario para que este cambie de líquido saturado a vapor saturado [29], por tanto este es el calor que el refrigerante absorbe en el evaporador que hace que el refrigerante se evapore.

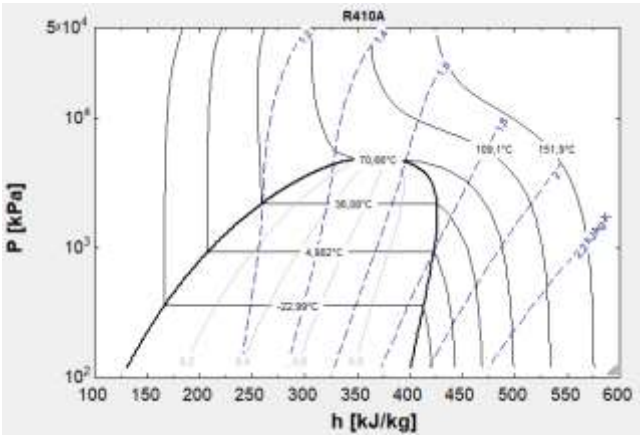


Figura 24. Diagrama P-h del refrigerante R410A, realizado en el software EES.

1.5.4 Ciclo real

En el ciclo real se consideran las pérdidas de presión en tuberías y el trabajo en el compresor no se considera isoentrópico [77], se puede observar un ciclo real en la Figura 25.

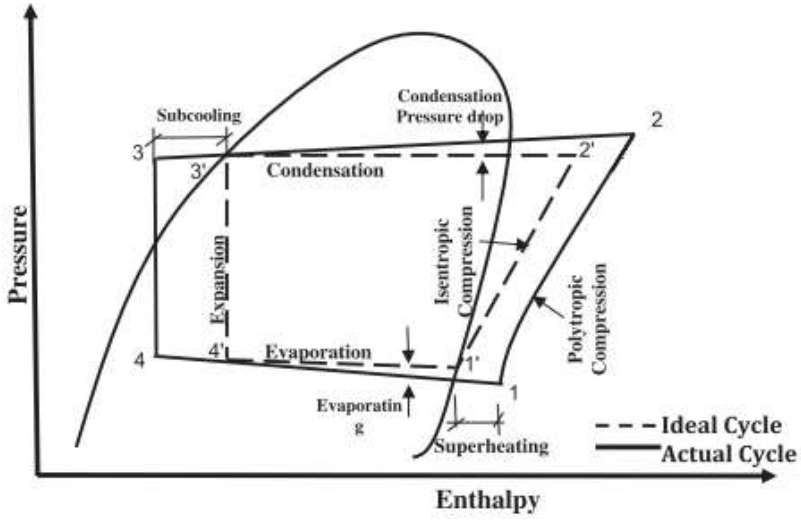


Figura 25. Ciclo real diagrama (P-h) y su representación esquemática [15].

En la Figura 25 se indica un ciclo real y un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en el que se puede apreciar el proceso 1-2, en donde el compresor eleva la temperatura y presión del refrigerante , el proceso 1-2´ es considerado un proceso isentrópico en donde la presión del refrigerante es elevada al igual que su temperatura, el proceso 2-3 corresponde al condensador en el cual el refrigerante pierde presión y temperatura, cediendo calor a un espacio determinado, el punto 3´ es aproximado en la zona de líquido subenfriado, los procesos 3-4 y 3´-4´ son ideales ya que se considera entalpía constante, este proceso se realiza en la válvula de expansión, el proceso 4-1 y 4-1´

se realiza en el evaporador y la difieren en que en el primero se consideran las pérdidas de presión en la tubería y el refrigerante entra al compresor en estado de vapor sobrecalentado.

La eficiencia isentrópica está definida como la relación entre el trabajo que se requiere para lograr la compresión isentrópica, y el trabajo que se da a la flecha del compresor [56]. En la Figura 25 se puede analizar el estado 2 y 2´, el estado 2´ es el estado isoentrópico después del compresor, y el estado 2 es el estado real después de la compresión, el estado 3´ es una aproximación del estado 3 líquido subenfriado [32, 30]. En un sistema real sería imposible asegurar que el vapor de refrigerante entre al compresor como vapor saturado justo en la línea de saturación "estado 1´" , lo que comúnmente se hace es sobrecalentar al refrigerante para que ingrese al compresor como vapor sobrecalentado "estado 1" [32], además se observa las diferencias de presión entre los diferentes estados del fluido [32, 36].

1.6 Bomba de calor

Es un dispositivo usado para la transferencia de calor de un medio con baja temperatura a uno de alta, su principal objetivo es mantener un espacio a una temperatura elevada y que esta sea constante [80]. Para que esto suceda el proceso consiste en la extracción de energía de la región fría mediante un fluido, llamado refrigerante, que absorbe dicha energía y cambia a fase de vapor, el cual es comprimido elevando su temperatura y presión para después ceder el calor absorbido a la zona caliente, disminuyendo su temperatura y presión, lo que ocasiona que el refrigerante vuelva a su fase líquida y después se expanda disminuyendo drásticamente su presión [81]. Una bomba de calor tradicional está constituida por: el compresor, condensador, válvula de expansión, y evaporador, elementos que se muestran en la Figura 26.

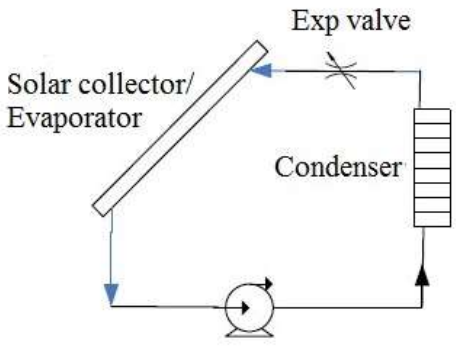


Figura 26. Esquema de una bomba de calor y sus partes [82].

Hoy en día la bomba de calor moderna combina el proceso de calentamiento y enfriamiento, es decir, cuando requiere enfriar un espacio funciona como un acondicionador de aire y en invierno funciona como calefacción [81].

1.6.1 Clasificaciones de las bombas de calor

Para clasificar a una bomba de calor es necesario considerar el origen de la energía y el destino al cual va a ser está transferida, por lo que existen 4 maneras de clasificar a las bombas de calor, según:

1.6.1.1 Naturaleza de la fuente fría y caliente

Las principales regiones frías pueden ser aire, agua o el suelo mientras que el sumidero al cual se trasfiere el calor puede ser agua o aire. Se pueden dar varias combinaciones de fuentes de las cuales se puede tener: agua con agua, aire con agua, aire con aire, entre otras [83, 84].

Bomba de calor aire con aire: Es la más usada para climatización de aires acondicionados, el proceso consiste en tomar la energía del aire exterior aprovechándola para ingresarla hacia el interior de una edificación [84].

Bomba de calor aire con agua: Son usadas principalmente para la producción de agua para refrigeración, agua caliente para calefacción y sanitarios [84].

Bomba de calor agua con agua: Usadas para enfriar o calentar circuitos de calefacción, consiste en el aprovechamiento de la energía contenida en ríos y mares [84].

1.6.1.2 Naturaleza de los fenómenos endotérmicos y exotérmicos

Según los fenómenos se clasifica a las bombas de calor de tres maneras:
Por compresión: Se conoce dos fenómenos en el cambio de estado de un fluido, a la vaporización de un líquido se la conoce como fenómeno endotérmico mientras que, a la condensación de vapor como fenómeno exotérmico, estos cambios de estado pueden ser producidos mediante energía mecánica, es decir, mediante una turbina, motor eléctrico o gas [83].

Por absorción: Se conoce a la absorción física o química de vapor en un líquido como fenómeno exotérmico sobre la superficie de un sólido mientras que el fenómeno

endotérmico se refiere cuando el gas abandona un sólido a razón de que este alcanza una determinada temperatura [83].

Por inyección de vapor: Un eyector es una bomba que sirve para empujar fluidos a elevadas velocidades, se usa para generar vacío con el fin de evaporar y condensar un fluido [83].

1.6.1.3 Fuente de energía que utilizan

Estas pueden ser bomba de calor con motor a gas o eléctrico respectivamente, dada la importancia del uso de gas natural hoy en día se hace más referencia a la bomba de calor a gas [83].

Bomba de calor con motor a gas

Se caracteriza por un gran rendimiento respecto a la energía primaria, el principio de funcionamiento se basa en que el motor a gas arrastra el compresor de la bomba de calor.

1.6.1.4 Bombas de calor aplicadas a la climatización

Este tipo de bomba de calor satisface las necesidades de confort tanto en verano como en invierno, usan como fuente de energía gas que presenta como ventaja en invierno, tiene mejor funcionamiento con respecto a las bombas de calor eléctricas, no obstante, en verano las dos se comportan de la misma manera. La bomba de calor se basa en ciclos frigoríficos de compresión de vapor, además que posee una válvula de cuatro vías que le permite invertir al sentido del ciclo [83].

Debido al consumo de combustibles fósiles que han causado una contaminación atmosférica significativa y calentamiento global siendo proporcional en el aumento de costes energéticos, se busca una solución mediante la combinación de la tecnología y las bombas de calor dando como resultado la siguiente clasificación [22]:

1.6.1.5 Bomba de calor de expansión indirecta (IX-SAHP)

La bomba de expansión indirecta es usada para calefacción y enfriamiento de espacios respectivamente, además de que posee una alta eficacia para el calentamiento de agua por medio del uso de energía solar [85]. Este sistema consta de tres ciclos operativos [22]:

- Solar térmico
- Bomba de calor asistida solar
- Perfil de carga

Su disposición de elementos consta de: colector solar, evaporador, condensador, válvula de expansión y compresor, el colector se encuentra separado del evaporador.

1.6.1.6 Bomba de calor de expansión directa (DX-SAHP)

Este dispositivo trabaja a través de la entrada de energía solar que mejora el coeficiente de rendimiento (COP) [85]. El ciclo consiste en elevar la temperatura del evaporador a través de la entrada de la energía solar lo cual lo caracteriza y ofrece varias ventajas sobre los sistemas SAHP convencionales, es decir, en lugar de utilizar un colector y un evaporador, sólo se requiere un panel colector en el sistema DX-SAHP [85], el mismo que funciona como evaporador, además se necesita una temperatura de evaporación mayor y se obtiene menor pérdida de calor así como la durabilidad del colector es mayor [86].

En la Figura 27 se muestra todos los elementos de una bomba de calor de expansión directa utilizada para el calentamiento de agua, el colector evaporador absorbe la energía térmica proveniente del sol, además el condensador está ubicado en la misma zona que el tanque de agua, entonces como se sabe el condensador cederá calor proveniente del refrigerante y calentará el agua del tanque.

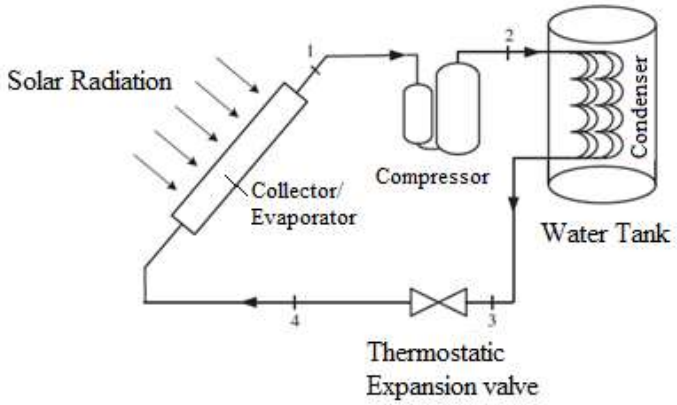


Figura 27. Bomba de calor de expansión directa [87].

1.7 Refrigerantes

Un refrigerante es una sustancia que actúa como agente de enfriamiento, su característica principal es la de absorber calor de otro cuerpo. El refrigerante trabaja por compresión

mecánica la cual consiste en la evaporación de un fluido y su compresión de vapor, es decir, se absorbe calor cuando el fluido se evapora a bajas temperaturas y presiones hasta llegar a condensarse a altas temperaturas y presiones [88, 89].

1.7.1 Historia

La refrigeración es una necesidad primordial para el ser humano desde hace ya mucho tiempo como es el caso de la aplicación de preservación de alimentos. Según la investigación de Ciconkov et al. [88], el primer refrigerante de producción mecánica fue el uso de Etil-Eter (1834), posterior a este se implementaron el uso de refrigerantes naturales tales como el amoniaco, dióxido de carbono, hidrocarburos, entre otros. Comercialmente aparecieron los refrigerantes conocidos como freón 12, freón 11, freón 21, freón 114 y el freón 22, cada uno de ellos con sus características especiales, presentaron problemas en los sistemas con fugas y difícil detección por el olfato. Aparecen las mezclas azeotrópicas con muy poco impacto ambiental con característica similares a los clorofluorocarbonos que son mezclas de varios refrigerantes: R22, R124, R125, R134a, R152A y R290.

Debido a los efectos contribuyentes de los refrigerantes con el calentamiento global y el agotamiento de la capa de ozono fue necesario que, a través de protocolos internacionales, los Protocolos de Montreal y Kioto, dos de los más famosos, llevó a que varios refrigerantes hayan sido prohibidos y se establezca un plazo para su eliminación [90]. Hasta la fecha no existen soluciones universales para los refrigerantes tomando en cuenta varios aspectos para su implementación como es el caso del tamaño de la capacidad de enfriamiento, régimen de temperatura de trabajo, costo, eficiencia energética, seguridad, regulación, medio ambiente, entre otros, a pesar de que se cuenta con una gran variedad de sustitutos en el mercado [88].

1.7.2 Nomenclatura

DUPONT multinacional dedicada a la industria química de origen estadounidense [91], implementó una manera de uso público para clasificar a los gases refrigerantes, posteriormente este método fue acogido como norma por ASHARE y ANSI convirtiéndola en la Standard 34. La clasificación consiste nombrar a la sustancia inicialmente con la letra R definiéndola como un refrigerante, acompañada de dígitos que clasifican al refrigerante según como se indica en la Tabla 4 [92].

Tabla 4. Clasificación del standard 34 [92].

Serie	Nombre	Ejemplo
000	Metanos	R12
100	Etanos	R134a
200	Propanos	R290
400	Zeótropos	R401A
500	Azeótropos	R502
600	Orgánicos	R600a
700	Inorgánico	R-717

Otra característica es las letras mayúsculas y minúsculas al final de la serie, en el caso de la letra minúscula se denota que es un gas isómero (misma composición química, pero diferente forma estructural), como el caso del R134a, refrigerante que es un isómero del R134 ya que la composición química de ambos es 1,1,1,2-Tetrafluoroetano y se diferencian en la estructura, para los isómeros se colocan las letras a, b, c, entre otros. Mientras que para las letras mayúsculas denota una mezcla zeotrópica (mezcla de dos o más fluidos de diferente volatilidad), un ejemplo es el R407C, refrigerante que es una mezcla entre R32, R125 y R134a, la letra a la derecha del número de serie se usa para diferenciar mezclas con los mismos componentes, aunque con diferentes proporciones [92]. El tipo de refrigerante se lee de izquierda a derecha:

- R: Gas refrigerante
- Primer dígito: Número de átomos de flúor
- Segundo dígito: Número de átomos de hidrógeno
- Tercer dígito: Número de átomos de carbono

1.7.3 Tipos de refrigerantes

Los refrigerantes poseen diferentes propiedades las cuales deben ser tomadas en cuenta como son su aplicabilidad, eficiencia, seguridad y efecto al medio ambiente [88]. Hoy en día existen varias mezclas sustitutivas en el mercado como son R410A, R407C, R404A, R290, entre otros [93]. Uno de los refrigerantes de mayor uso es el R134a comparable con el R401A y el R409A en propiedades y desde el punto de vista económico [94]. Los refrigerantes pueden clasificarse en clorofluorocarbonos (CFC), hidroclorofluorocarbonos (HCFC), los hidrofluorocarbonos (HFC), y los hidrofluorolefinas (HFO), los cuales son

sustancias químicamente sintéticas utilizadas comúnmente como fluidos de trabajo debido a sus excelentes propiedades termodinámicas y químicas.

1.7.3.1 Clorofluorocarbonos (CFC)

Son refrigerantes que tienen clasificación A1, actualmente se encuentran prohibidos por ser los refrigerantes más peligrosos para el medio ambiente [13], el compuesto contiene cloro, flúor y carbono como agentes productores de frío y gases propulsores en los aerosoles. Los CFC son sustancias que contribuyen con el agotamiento de la capa de ozono y tienen un potencial de calentamiento atmosférico muy alto, razón por la que en el Protocolo de Montreal se acordó la eliminación gradual de estos [88].

1.7.3.2 Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)

Son refrigerantes que tienen clasificación A1 a razón de que no son inflamables ni explosivos, estos han tenido una gran presencia en el mercado en especial el R22 que es un refrigerante puro de uso en varios sistemas de aire acondicionado, considerando como un fluido de trabajo perjudicial para el medio ambiente [93, 95]. Los gases HCFC tienen un bajo potencial de agotamiento de ozono (ODP) [88], el refrigerante natural llamado a sustituirlo es el R290 [11, 96]. Se sabe que estos refrigerantes serán eliminados gradualmente por los países desarrollados en 2020 y en los países en desarrollo en 2030 [13].

1.7.3.3 Hidrofluorocarbonos (HFC)

Los HFC son refrigerantes que tienen el fin de reemplazar y eliminar a los refrigerantes CFC, esto fue una medida del Protocolo de Montreal para la reducción de la contaminación ambiental a finales del 2010 e incluía a países en desarrollo [88].

Este tipo de refrigerantes son los sustitutos para los dos tipos mencionados anteriormente, se componen de hidrogeno, flúor y carbono además que no contienen cloro por lo que no afectan a la capa de ozono. Es importante resaltar que la presencia del flúor hace que el refrigerante se comporte como un gas de efecto invernadero y contribuya al calentamiento global.

De los refrigerantes HFC de un solo componente, el refrigerante R134a puede sustituir al R12 ya que posee propiedades termo-físicas similares. Un sistema de refrigeración con uso

de refrigerantes sustitutivos R134a, R401A y R409a desde el punto de vista de la energía es más eficiente que usar el R12 [94].

1.7.3.4 Hidrofluorolefinas (HFO)

Este tipo de refrigerante se caracteriza por ser un gas invernadero muy bajo, no inflamable y no tóxico que no supera el potencial de calentamiento que hoy en día promueven los protocolos para dar de baja. Se lo conoce con el nombre de hidrocarburos fluorados Hidro Fluoro Olefinas (HFO) que tienen un doble enlace de carbono con un ODP casi nulo.

Son la cuarta generación de refrigerantes en base a flúor, los refrigerantes HFC están formados por átomos de hidrógeno, fluorina y carbono conectados por enlaces entre los átomos. Los refrigerantes HFO están formados por átomos de hidrógeno, fluorina y carbono conectados por al menos una unión doble entre los átomos de carbono.

El refrigerante HFO-1234yf es el mejor candidato para suplir al R134a, con la consideración que es ligeramente más inflamable.

1.7.3.5 Hidrocarburos (HC)

Los hidrocarburos forman parte de los refrigerantes naturales y tienen clasificación A3, poseen una buena efectividad para la conducción de calor comparada a los refrigerantes halógenos, mediante la mezcla de varios hidrocarburos se puede obtener nuevos refrigerantes, pero una de sus desventajas es que se presentan desperfectos en su potencial de inflamabilidad y otros riesgos de seguridad [18]. Las principales aplicaciones para estos refrigerantes son [97]:

- Refrigeradores y congeladores domésticos
- Congeladores para helados y congeladores comerciales
- Refrigeradores comerciales
- Enfriadores de cerveza
- Dispensadores de bebida
- Des humificadores
- Bombas de calor
- Refrigeración para supermercados

- Pequeños equipos de aire acondicionado

Algunos ejemplos de hidrocarburos son el isobutano (R600a), propano (R290), propileno (R1270), que son compatibles con el cobre, su lado negativo es que son inflamables en el aire [88]. En la Tabla 5 se muestra la clasificación de los refrigerantes y los efectos ambientales de los mismo.

Tabla 5. Efectos ambientales de los refrigerantes [11].

Refrigerantes		**ODP**	**GWP**
CFCs	R11	1	3800
	R12	1	8100
HCFCs	R22	0.055	1500
	R141b	0.11	630
	R142b	0.065	2000
HFCs	R32	0	650
	R125	0	2500
	R134a	0	1300
	R407c	0	1774
	R410A	0	2088
Refrigerantes naturales	R744	0	1
	R717	0	0
	R600a	0	3
	R290	0	3

En la Tabla 5 se ilustra en general varios refrigerantes y sus impactos ambientales, ya que es necesario un análisis de los refrigerantes a implementar en este estudio que relaciona al R12, R407C, R410A y R290 ya que es el más amigable con el medio ambiente. Como se observa en la mencionada tabla, se nota que el refrigerante R12 posee un GWP de 8100 y un ODP de 1, aunque el ODP sea bajo el GWP es extremadamente alto lo que hace a este refrigerante muy contaminante. Al contrario, los refrigerantes propuestos en esta investigación que poseen GWP más bajos, por ejemplo, el R290 tiene un GWP solo de 3 y un ODP de 0 lo que lo hace un refrigerante apto para reducir emisiones de gases de

invernadero y eliminar el daño a la capa de ozono como lo hacen refrigerantes tales como el R12, R22 o en general los HFC, CFC y HCFC.

Debido a la situación del planeta actualmente se debe y se prefiere utilizar refrigerantes con ODP y GWP bajos, ya que los mismos no contribuyen al calentamiento global ni a la contaminación.

Es necesario analizar a profundidad los refrigerantes R290, R407C y R410A que son los respectivos sustitutos del R12 ya que de por si no son contribuyentes para el agotamiento de la capa de ozono, sin embargo, influyen con el potencial de calentamiento global (GWP), por lo que se analiza los refrigerantes de manera individual [90].

1.8 Refrigerantes a utilizar

1.8.1 R407C

El R407C es una mezcla zeotrópica compuesta por los refrigerantes R32 / R125 / R134A (23 % / 25 % / 52 % en peso) [93, 11], en la cual se observa deslizamiento de la temperatura de 5-6 °C en el cambio de fase [93], producto del deslizamiento da lugar a la variación de las propiedades termodinámicas que conllevan a la variación de transferencia de calor durante la evaporación y la condensación [11]. Es candidato para reemplazar al R22 [13]. Eficiencia energética para temperaturas positivas y medias de evaporación. El R407C tiene un deslizamiento de temperatura muy elevado por lo que se recomienda en caso de fuga en la línea de baja presión (vapor), no recargar ya que la mezcla presente en el sistema estará muy descompuesta y el equipo no trabajaría satisfactoriamente [45,52]. En la Tabla 6 se muestran las propiedades físicas del refrigerante.

Tabla 6. Propiedades físicas refrigerante R407C [93, 98].

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R407C
Peso molecular	g/mol	86.2
Temperatura ebullición (1,013 bar)	°C	-43.5
Temperatura crítica	°C	86.74
Presión crítica	bar abs	46.2
Densidad crítica	kg/m^3	527
Densidad del líquido (25 °C)	kg/m^3	1134
Densidad del líquido (-25 °C)	kg/m^3	1325
Densidad de vapor saturado (a 1.013 bar)	kg/m^3	4.6
Presión de vapor (25 °C)	bar abs	11.74
Presión de vapor (-25 °C)	bar abs	2.23
Calor de vaporización a punto de ebullición	kJ/kg	245
Calor específico del líquido (25 °C) (1.013 bar)	kJ/kg K	1.54
Calor específico del vapor (25 °C) (1.013 bar)	kJ/kg K	0.83
Conductividad térmica del líquido (25 °C)	W/m K	0.082
Conductividad térmica del vapor (1 atm)	W/m K	0.0131
Solubilidad con el agua	Ppm	Despreciable
Límite de inflamabilidad	% vol	Ninguna
Toxicidad (AEL)	Ppm	1000
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	1774

AEL: Límites de exposición permisibles, Dupont [99].

1.8.2 R410A

Es una mezcla casi azeotrópica compuesta de R-125 y R-32, actualmente se utiliza en los nuevos equipos de aire acondicionado que van apareciendo en el mercado[43]. En la Tabla 7 se muestran la propiedades del refrigerante.

Tabla 7. Propiedades físicas refrigerante R410A [98].

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R410A
Peso molecular	g/mol	72.6
Temperatura ebullición (1,013 bar)	°C	-51.58
Temperatura crítica	°C	72.13
Presión crítica	bar abs	49.26
Densidad crítica	kg/m^3	488.90
Densidad del líquido (25 °C)	kg/m^3	1062
Densidad del líquido (-25 °C)	kg/m^3	1273
Densidad de vapor saturado (25 °C)	kg/m^3	4.12
Presión de vapor (25 °C)	bar abs	16.5
Presión de vapor (-25 °C)	bar abs	3.30
Calor de vaporización a punto de ebullición	kJ/ kg	276
Calor específico del líquido (25 °C)	kJ/kg K	1.84
Calor específico del vapor (25 °C) (1 atm)	kJ/kg K	0.83
Conductividad térmica del líquido (25 °C)	W/m K	0.088
Conductividad térmica del vapor (1 atm)	W/m K	0.013
Solubilidad con el agua	Ppm	Despreciable
Límite de inflamabilidad	% vol	Ninguna
Toxicidad (AEL)	Ppm	1000
ODP	-	0
PCA(GWP)	-	2088

1.8.3 R12

Pertenece a la clase CFC, está compuesto por carbono, cloro y flúor lo que quiere decir que se lo considera como un contaminante y causan el deterioro de la capa de ozono [100, 101], razón por lo que se lo decidió descontinuar. En la Tabla 8 se muestra las propiedades del refrigerante.

Tabla 8. Propiedades físicas refrigerante R12 [12, 98].

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-12
Peso molecular	g/mol	120.93
Temperatura ebullición (1.013 bar)	°C	-29.77
Temperatura crítica	°C	112
Presión crítica	bar abs	41.15
Densidad del líquido (25 °C)	kg/m^3	1311
Densidad del líquido (-25 °C)	kg/m^3	1485
Densidad del vapor saturado (25 °C)	kg/m^3	6.1
Presión de vapor (25 °C)	bar abs	6.57
Presión de vapor (-25 °C)	bar abs	1.18
Calor de vaporización en el punto de ebullición	kJ/kg	165.1
Calor específico del líquido (25 °C)	J/mol K	121.4
Calor específico del vapor a 25 °C y presión constante	J/mol K	74.98
Conductividad térmica del líquido (25 °C)	W/m K	0.070
Conductividad térmica del vapor (1 atm)	W/m K	-
Solubilidad con el agua	Ppm	Despreciable
Toxicidad (TLV)	Ppm	1000
ODP	-	1
Límite de inflamabilidad	%vol	Niguna
PCA(GWP)	-	8100

TLV: Valor límite “Threshold”, ACGIH [99].

1.8.4 R290

Es un hidrocarburo utilizado como refrigerante en varias aplicaciones como: refrigeración doméstica, comercial, y tiene un bajo impacto ambiental ya que su ODP es cero y tiene un GWP de tres [102], posee una alta compatibilidad con los materiales comunes excepto goma EPDM, gomas naturales y siliconas [102], tiene una gran desventaja al ser altamente inflamable, aun así su índice de toxicidad es bajo.

El refrigerante R290 es considerado un refrigerante ecológico debido a su insignificante potencial de calentamiento global, cero potenciales de agotamiento de ozono y sus

excelentes propiedades termodinámicas además de desempeñar un papel importante para el cumplimiento de los objetivos planteados por los protocolos internacionales de Montreal y Kioto. En la Tabla 9 se observa propiedades del refrigerante R290.

Tabla 9. Propiedades físicas refrigerante R290 [96, 102, 103]

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-290
Peso molecular	g/mol	44.1
Temperatura ebullición (1,013 bar)	°C	-42.1
Temperatura crítica	°C	96.7
Presión crítica	bar abs	42.48
Densidad relativa	-	0.51
Densidad del líquido (25 °C)	kg/m^3	1.184
Densidad del líquido (-25 °C)	kg/m^3	560
Densidad de vapor (-25/32 °C)	kg/m^3	3.6
Presión de vapor (20 °C)	bar abs	7.3
Presión de evaporación (-23.3 °C)	Bar	2.165
Calor específico del vapor (30 °C)	kJ/kg K	2.12
Calor específico del líquido (30 °C)	kJ/kg K	2.8
Conductividad térmica del líquido (20 °C)	W/m °C	0.094
Conductividad térmica de vapor (30 °C y 1 bar)	W/m °C	0.019
Límite de inflamabilidad	% vol	L.I.:2.3/L.S.:9.5
Toxicidad (AEL)	Ppm	1000
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	3

1.8.5 Selección de alternativas

Se plantean tres alternativas para reemplazo del R12, las cuales son R407C, R410A y R290, se analizarán ciertas propiedades clave de los mencionados refrigerantes y se realizará una comparación y ponderación para obtener como resultado el refrigerante más idóneo a utilizar de acuerdo con los objetivos planteados en esta investigación.

En la Tabla 10 se presenta las aplicaciones más comunes para el grupo de refrigerantes R12, R407C, R410A y R290. La Tabla 11 muestra las propiedades más importantes de los refrigerantes estudiados.

Tabla 10. Aplicaciones tradicionales de los refrigerantes R12, R407C, R410A, R290 [96, 102, 104, 105].

Refrigerante	Bomba de calor	Refrigeración doméstica	Aire acondicionado	Refrigeración industrial
R12	Si	Si	No	No
R407C	Si	Si	Si	Si
R410A	Si	No	Si	Si
R290	Si	Si	Si	Si

Como se observa en la Tabla 10, el grupo de refrigerantes mencionados si es utilizado en sistemas de bombas de calor independiente de que estás sean asistidas o no por energía solar.

En aire acondicionado, refrigeración industrial y doméstica es muy común encontrar el uso del R407C o el R290 al igual que del R407C como fluidos de trabajo, por su parte el R12 es más utilizado en refrigeración sea esta industrial o doméstica.

Tabla 11. Propiedades físicas y ecológicas**.**

Propiedades	R290	R12	R410A	R407C
Peso molecular (kg/mol)	44.1	120.93	72.6	86.2
Presión crítica (bar)	42.48	41.15	49.26	46.2
Temperatura crítica (°C)	96.7	112	72.3	86.74
Presión de vapor (bar)	9	6.57	16.5	11.74
Punto de ebullición (°C)	-42.1	-29.77	-51.58	-43.5
ODP	0	1	0	0
GWP	3	8100	2088	1774

La presión de vapor más similar a la presión de vapor del R12 es la presión del R290, ya que sus valores son 6.57 y 9, como resultado de esta similitud las temperaturas de ebullición tanto del R12 y del R290 igualmente son las más similares, ya que como se observa en la Tabla 11 las temperaturas de ebullición del R407C y R410A son valores muy alejados al valor del R12 y el más cercano es el valor de la temperatura de ebullición del R290, por lo que el diseño del evaporado no varía sea este para R12 o para R290.

El nivel de temperatura crítica y de presión entre los refrigerantes R290 y R12 no tiene mayor variación entre sí a diferencia de su peso molecular, ya que el R290 tiene un peso

molecular menor que los demás refrigerantes, y por ende menor densidad de líquido (1.184 kg/m^3), no se requiere de una gran masa de refrigerante lo que se traduce en menor fricción y un mejor coeficiente de transferencia de calor en el condensador y evaporador. El refrigerante R410A posee una temperatura crítica con mayor diferencia a la del R12 de manera similar el R407C, la única diferencia que se da con el R290 es que la temperatura de descarga es menor lo cual permite trabajar en el sistema con presiones más altas y a su vez representa temperaturas de evaporación más bajas o temperaturas de gas de aspiración más altas [104], por ejemplo el refrigerante R290 tiene una temperatura de descarga igual a 96.7 °C y el R12 de 112 °C y se observa que la temperatura de ebullición del R290 es menor en comparación a la del R12, estas temperaturas son -42.1 °C y 112 °C respectivamente. Analizando el ODP y GWP, una buena opción sería el R407C ya que posee cero ODP, sin embargo, su GWP es 1774, un valor que es todavía muy alto en términos de contaminación ambiental, por su parte el R290 posee ODP de cero y GWP de tres lo cual lo hace muy apto para la aplicación requerida y su índice de contaminación ambiental es muy bajo.

Comparar estas propiedades simplemente por sus valores es muy trivial, por lo cual se ha optado por ponderar las mismas y dar un valor que refleje la importancia de estas, para lo cual se tiene la Tabla 12 y la Tabla 13, después analizando dichas tablas se obtendrá el refrigerante más apto para el reemplazo del refrigerante R12, tanto en cuestiones de desempeño como de contaminación ambiental.

Tabla 12. Escala de valoración.

Propiedades	Descripción	Valor	Descripción	Valor	Descripción	Valor
Punto de ebullición (°C)	De (-30) a (-40)	3	De (-41) a (-50)	2	De (-50) a (-60)	1
ODP	0	3	De 0.025 a 0.4	2	De 0.5 a 1	1
GWP	De 0 a 5	3	De 100 a 1000	2	De 2000 a 10000	1
Inflamabilidad Límite Superior	Ninguna	3	Medio	2	Alto	1

Tabla 13. Selección de alternativas.

Parámetros	Factor de ponderación	R290	R12	R410A	R407C
Punto de ebullición (°C)	0.2	2	3	1	2
ODP	0.25	3	1	3	3
GWP	0.25	3	1	2	1
Inflamabilidad Límite Superior	0.15	1	3	3	3
TOTAL		**2.05**	1.55	1.9	1.85

La Tabla 13 muestra la selección de alternativas propuesta para esta investigación mediante la aplicación de una ponderación a las diferentes propiedades que han sido consideradas como las más importantes al momento de seleccionar un refrigerante, se ha dado un factor de ponderación según la importancia dentro de la investigación y de la aplicación propia del refrigerante, dichos factores son: 0.15, 0.2, 0.25, con lo que el valor más alto indica mayor importancia o que es una propiedad muy crítica en el momento de seleccionar un refrigerante y que satisfaga las condiciones de la investigación presente.

Como se observa en la Tabla 13, se han considerado parámetros de suma importancia el ODP y el GWP, ya que estos parámetros indican el índice de contaminación del refrigerante evaluado y la duración de esta, lo cual se ha explicado con anterioridad en este documento, motivo por el que se ha dado un factor de 0.25 a cada uno, seguido de la temperatura de ebullición la misma que tiene un factor de 0.2, ya que un punto de ebullición más elevado podría ocasionar presiones acrecentadas en el sistema y sobre todo temperaturas demasiado altas en el evaporador, como por ejemplo el caso del R12 que su punto de ebullición es a -29.77 °C, por lo que se necesita de una presión elevada para que el refrigerante se evapore. Por último, se observa el parámetro de inflamabilidad, al cual se la ha dado un factor de 0.15.

Mediante el análisis de la Tabla 13 se llega a la conclusión que el refrigerante más adecuado para este estudio es el refrigerante R290 con un total de 2.05, el valor más alto de los cuatro refrigerantes, ya que su ODP y GWP tienen valores de 0 y 3 respectivamente lo cual indica que la contaminación hacia el medioambiente ocasionada con el uso de este refrigerante es mínima en comparación con las otras tres opciones, su temperatura de

ebullición no es muy baja ni muy alta con lo que no alterará demasiado la eficiencia de un sistema en el que se utilice un refrigerante tradicional como el R12, la única consideración es que se debe manejar con extremo cuidado ya que su inflamabilidad es alta y se debe tener las precauciones necesarias para su uso.

Aceites compatibles con el R290

Una de las características de los hidrocarburos es que tienen una buena miscibilidad (propiedad de algunos líquidos para mezclarse en cualquier porción) con cualquier tipo de lubricante, en especial los aceites minerales donde puede ser necesario utilizar aceites de mayor viscosidad para compensar ese exceso de solubilidad, no es recomendable trabajar con lubricantes que contienen silicona o silicatos, trabajar con el lubricante recomendado por el fabricante del compresor [103].

Tabla 14. Aceites compatibles con gas refrigerante R290 [103].

Lubricante	Compatibilidad
Mineral (M)	Con hidrocarburos, exceso de solubilidad en aplicación de alta temperatura, se compensa utilizando aceites minerales de mayor viscosidad.
Alquibencénicos (AB)	Totalmente compatible.
Semisintéticos (M+AB)	Mezcla apropiada para trabajar con hidrocarburos.
Polioléster (POE)	Demasiada solubilidad con hidrocarburos, necesario POE de mayor viscosidad.
Polialquilenglicoles (PAG)	Solubles, dependiendo de las condiciones de trabajo.
Polialfaolefinas (PAO)	Solubles, recomendados para aplicaciones de baja temperatura.

1.9 Normativa de refrigerantes

Según el ensayo y numeral de la NTE INEN 2206 los requisitos y métodos para uso de refrigerantes en los dispositivos de refrigeración y calefacción son los siguientes [106]:

- Los que son fabricados con un agente espumante no deben contener freones (CFC).
- El fluido refrigerante utilizado como medio de enfriamiento de los sistemas de refrigeración debe ser ecológico y sin contenido de CFCs.

Al hablar específicamente de los refrigerantes HC, la mayoría de los panelistas los aceptan para aplicaciones domésticas de aire acondicionado y refrigeración, aún queda por determinarse el monto máximo de refrigerante contenido en el sistema, debido a que son inflamables, aspecto bastante polémico [22].

1.10 Softwares utilizados para el análisis termodinámico

1.10.1 EES

Es un programa de resolución de ecuaciones no lineales desarrollado por la Universidad de Wisconsin [107]. Es una importante herramienta para resolver problemas de ingeniería, proporciona una amplia cantidad de refrigerantes y fluidos de ingeniería en general e información sobre los mismos, además de la facilidad y versatilidad para graficar ciclos termodinámicos [107].

La investigación realizada por Behar et al. [39] trata acerca del sistema colector-evaporador en una bomba de calor asistida por energía solar, estudio en el cual se utiliza el software EES para realizar comparación de datos y validar los mismos a través de la obtención de propiedades termodinámicas disponibles en este software. En esta investigación mediante la aplicación del software EES se logró obtener propiedades tales como entalpía, volumen específico, entropía, temperatura y presión en los cambios de estados.

El programa EES es un software que ofrece versatilidad y rapidez al momento de realizar cálculos matemáticos o el ingreso de fórmulas, este software también cuenta con un gran número de refrigerantes y otros fluidos en su base de datos, con lo que es posible obtener gráficas de propiedades termodinámicas de diferentes refrigerantes las cuales pueden ser temperatura-entropía (T-s),presión-entalpía (P-h), entre otras, y en dichas gráficas es posible representar diferentes puntos según varía alguna propiedad del refrigerante con que se trabaje.

EES permite la realización de ciclos termodinámicos, para la investigación presentada es esencial su uso ya que se puede representar diagramas y ciclos termodinámicos de refrigeración por compresión de vapor y obtener resultados de los mismos, para esta investigación el software se utilizará para obtener propiedades termodinámicas de los refrigerantes mediante el ingreso de datos obtenidos en las pruebas experimentales que se realizarán con el equipo, a la vez que se comprobará que el sistema ya elaborado cumpla con las condiciones y parámetros del ciclo por compresión de refrigeración por compresión de vapor, tanto ideal como real.

1.10.2 Scilab

Es un software libre que permite realizar análisis numérico, el software proporciona un entorno informático de alto poder que puede ser utilizado por profesionales o estudiantes en los campos de la ingeniería y la ciencia [108].

Scilab incluye una gran variedad de funciones matemáticas. Tiene un lenguaje de programación de alto nivel que permite el acceso a estructuras de datos avanzadas, funciones gráficas en 2-D y 3-D [108].

Algunas de sus funciones son:

- Matemática y simulación

Para las aplicaciones de ingeniería y ciencias habituales, incluidas operaciones de matemática y el análisis de datos.

- Visualización en 2-D y 3-D

Funciones gráficas para visualizar, anotar y exportar datos y muchas formas de crear y personalizar varios tipos de gráficos y diagramas.

- Mejoramiento

Algoritmos para resolver problemas de optimización continuos y discretos restringidos y no restringidos.

- Estadística

Herramientas para realizar análisis de datos y modelado.

- Diseño y análisis del sistema de control

El software contiene algoritmos y herramientas estándar para el estudio del sistema de control, también proporciona el entorno Xcos el cual es un modelador y simulador de sistemas dinámicos híbridos, además permite el modelado de sistemas mecánicos, circuitos hidráulicos, sistemas de control, entre otros [108].

Gracias a su capacidad para interconectarse con tecnologías y aplicaciones de terceros, Scilab también puede actuar como una plataforma única para reunir códigos escritos en diferentes lenguajes de programación en un solo lenguaje unificado, facilitando así su distribución, respaldo y uso [108].

El software Scilab será utilizado para realizar cálculos matemáticos utilizando las ecuaciones que se detallarán en el Capítulo 2. En este software se realizará las gráficas correspondientes a las variaciones de ciertos datos adquiridos en las pruebas experimentales que se realizarán con la bomba de calor, para posteriormente realizar una interpretación de los resultados obtenidos.

Mediante la revisión de la literatura se ha podido concluir que los refrigerantes del tipo hidrocarburos son los más apropiados para el reemplazo de refrigerantes contaminantes, ya que se busca disminuir el efecto que causa en el medio ambiente la utilización de los refrigerantes no ecológicos. Un sistema de bomba de calor cumple con el ciclo de compresión de vapor, ayudando el mismo para la comprensión del funcionamiento de dicho sistema y cómo hacerlo más eficiente y menos contaminante, mediante la aplicación de nuevos fluidos de trabajo, energía renovable, elementos como el compresor y la válvula de expansión.

CAPÍTULO 2

CONDICIONES, ECUACIONES Y PARÁMETROS DE DISEÑO

Mediante la revisión y análisis de las ecuaciones, condiciones y parámetros que rigen el funcionamiento de una bomba de calor, se tendrá más claro el funcionamiento de dicho sistema y se facilitará la construcción, en el presente capítulo se plantean ecuaciones que rigen el comportamiento de una bomba de calor sea esta normal o asistida por energía solar y parámetros que miden su eficiencia.

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

La bomba de calor cumple con un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, se puede utilizar la Figura 28 para explicar y esclarecer las ecuaciones de todos los elementos que conforman los sistemas de bombas de calor.

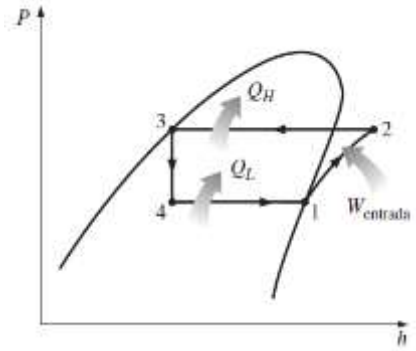


Figura 28. Diagrama P-h, ciclo ideal de una bomba de calor [80].

Proceso 1-2: Compresión del refrigerante, estado 1 entrada del compresor o salida del evaporador, estado 2 salida del compresor o entrada del condensador.

Proceso 2-3: Proceso en el que el refrigerante cede calor y cambia a fase líquida en el condensador, el estado 3 representa el estado en la salida del condensador o en la entrada de la válvula de expansión.

Proceso 3-4: Proceso que se realiza en la válvula de expansión mediante la cual el refrigerante pierde presión, el estado 4 representa el estado a la salida de dicha válvula o el estado en la entrada del evaporador.

Proceso 4-1: Proceso en el cual el refrigerante se evapora al absorber calor de un espacio determinado, este proceso se realiza en el evaporador.

2.1 Evaporador

El evaporador basa su funcionamiento en un intercambiador de calor, en el cual se absorbe el calor de un espacio determinado, manteniendo a este a baja presión, en el evaporador el refrigerante cambia de fase líquida a vapor, gracias al calor absorbido.

Para su análisis se aplican las mismas ecuaciones que se usan en intercambiadores de calor con cambio de fase, según Sun et al. [109] al igual que Hepsbali y Kalinci [1], la ecuación que rige la transferencia de calor en un evaporador es Ecuación (1):

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \tag{1}$$

Donde:

$\dot{Q}_{ev}$: Calor transferido al líquido refrigerante.

$\dot{m}_r$: Flujo másico del refrigerante.

h_4 : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador.

h_4 : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador.

2.1.1 Sistema colector- evaporador

La Ecuación (2) muestra la ecuación utilizada para el cálculo de la capacidad en un colector/evaporador [86, 110] :

$$\dot{Q}_{c,e} = A_c[\alpha \mathrm{I}_t - \varepsilon\sigma(\mathrm{T}_a^4 - T_{sky}^4) - U_{LC}(T_p - T_a)] \tag{2}$$

Donde:

$\dot{Q}^{g}_{c,e}$: Calor absorbido por el colector/evaporador.

A_c : Área del colector.

I_t : Radiación solar.

α : Absorción solar.

U_{LC} : Coeficiente de pérdida de calor del colector. Se calcula según Wang et al. [86] mediante la Ecuación (3).

T_p : Temperatura del colector.

T_a : Temperatura del ambiente.

T_{sky} : Temperatura del cielo, según Wang et al. [86] se calcula mediante la Ecuación (4).

ε : Emisividad.

σ : Constante de Stefan Boltzman.

$$U_{LC} = h_w + 4\varepsilon\sigma T_a^3 \tag{3}$$

Donde:

h_w: Coeficiente de transferencia de calor del viento. Se lo puede calcular mediante la Ecuación (5) según Wang et al. [86].

La siguiente ecuación indica la forma de calcular la temperatura del cielo [86]:

$$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5} \tag{4}$$

La Ecuación (5) muestra la manera para calcular el coeficiente de transferencia de calor del viento [86]:

$$h_w = 5.7 + 3.8 u_w \tag{5}$$

Donde:

u_w: Velocidad del viento.

2.2 Condensador

De igual manera que el evaporador el condensador basa su funcionamiento en un intercambiador de calor, en el cual se desecha o cede el calor ganado o absorbido en el evaporador, hacia el ambiente o a un espacio determinado, gracias a que el refrigerante pasa de vapor a líquido. El calor cedido incluye el calor absorbido en el evaporador y la

energía equivalente en el trabajo de compresión [7], según Hepsbali et al. [1] y Weishi & Deng [69], al igual que en el evaporador la capacidad de un condensador se rige por la Ecuación (6):

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \tag{6}$$

$\dot{Q}_{cd}$: Calor transferido al líquido refrigerante.

$\overset{g}{m}_r$: Flujo másico del refrigerante.

h_3 : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador.

h_2 : Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador.

Mediante la Ecuación (7) se puede determinar de otra manera el calor extraído del refrigerante [69]:

$$\dot{Q}_{cd} = A\ U\ DT_{\log} \tag{7}$$

Donde:

A : Área de la superficie exterior del condensador (geometría del condensador).

U : Coeficiente total de transferencia de calor según Deng & Yu [69].

$DT_{\log}$: Diferencia de temperatura media logarítmica entre la temperatura exterior del condensador y la temperatura del refrigerante dentro del evaporador.

En la Ecuación (8) se determina la diferencia de temperatura media logarítmica entre la temperatura exterior del condensador y la temperatura del refrigerante dentro del condensador [36]. Su fórmula es:

$$DT_{\log} = \frac{(T_r - T_2) - (T_r - T_3)}{\ln\left(\frac{(T_r - T_2)}{(T_r - T_3)}\right)} \tag{8}$$

Donde:

T_r : Temperatura del refrigerante en los tubos.

2.3 Compresor

El compresor es el encargado de elevar la presión del refrigerante, cuando este se encuentra en estado de vapor, antes de entrar al condensador y ceda el calor absorbido en el evaporador.

2.3.1 Modelo del compresor

Según Chaturvedi et al. [6] y Ji et al. [9], el trabajo de un compresor puede ser expresado por la Ecuación (9):

$$W_{comp} = \frac{P_1 v_1}{\eta_{comp}} \left(\frac{K}{K-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \tag{9}$$

Donde:

P_1 : Presión a la entrada del compresor.

P_2 : Presión a la salida del compresor.

K : Relación de los calores específicos constantes.

η_{comp} : Eficiencia del compresor.

v_1 : Volumen específico del refrigerante a las condiciones de entrada del compresor.

La potencia del compresor esté definida por la Ecuación (10) según Ji et al. [9]:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r W_{comp} \tag{10}$$

Donde:

$\dot{m}_r$: Flujo másico de refrigerante en el compresor.

El flujo másico de refrigerante en el compresor, definido según Deng y Yung [69] con la Ecuación (11):

$$\dot{m}_r = \frac{nV_d\eta_v}{60v_1} \tag{11}$$

Donde:

n : Velocidad de giro del compresor.

V_d : Volumen de desplazamiento del compresor.

η_v : Eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica se expresa en la Ecuación (12) [69]:

$$\eta_v = 0.959 - 0.006422\frac{P_2}{P_1} \tag{12}$$

Reemplazando la Ecuación (11) en la Ecuación (9), la potencia del compresor está expresada por la Ecuación (13) [9, 69].

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r\, P_1 v_1 \left(\frac{K}{K-1}\right)\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1\right] \tag{13}$$

Es importante especificar que a mayor velocidad del compresor su potencia incrementará también [111].

La eficiencia adiabática o isoentrópica de un compresor está definida según Wark & Richards [81] por la Ecuación (14) y por la Ecuación (15) según Deng & Yu [69]:

$$\eta_{ic} = \frac{h_{2i} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{14}$$

Donde:

h_{2i} : Entalpía isoentrópica del refrigerante en la salida del compresor.

h_2 : Entalpía real del refrigerante en la salida del compresor.

h_1 : Entalpía del refrigerante en la entrada del compresor.

$$\eta_{ic} = 0.874 - 0.0135\frac{P_2}{P_1} \tag{15}$$

Adicionalmente según Deng y Yu [69], la potencia del compresor puede calcularse mediante la Ecuación (16):

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}_r (h_2 - h_1)}{\eta_{ic}} \tag{16}$$

2.4 Válvula de expansión

Existen principalmente dos tipos de válvulas de expansión, la térmica y la electrónica, recientemente la última es muy utilizada, por su exactitud y versatilidad, según Jie et al. [9] y Cao et al. [73], el flujo másico de refrigerante a través de una válvula electrónica de expansión se puede determinar mediante la Ecuación (17).

$$\dot{m}_r = C_D A_{th} \sqrt{2\rho_3 (P_3 - P_4)} \tag{17}$$

Donde:

C_D : Caudal másico de refrigerante, que depende de la densidad del refrigerante a la entrada de la válvula.

A_{th} : Área de la sección transversal para el flujo de fluido, la cual varía con los pulsos eléctricos.

ρ_3 : Densidad del refrigerante.

P_3 : Presión del refrigerante en el condensador.

P_4 : Presión a la salida de la válvula.

2.5 Coeficiente de rendimiento (COP)

La eficiencia en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor se define como el calor extraído (refrigeración-evaporador), o el calor que se entrega al espacio a calentar (bomba de calor-condensador), sobre el trabajo necesario en el compresor [77], y se calcula mediante la Ecuación (18), para una bomba de calor [69, 109, 112]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{W}_{comp}} \tag{18}$$

Donde:

$\dot{Q}_{cd}$: Calor que se entrega a un determinado espacio, mediante el condensador.

$\dot{W}_{comp}$: Potencia necesaria en el compresor.

Específicamente para una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa (DX-SAHP), el COP viene dado por Ecuación (19) [6], la cual considera un trabajo extra para cuando no se tenga radiación solar [6].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{c,t}}{(\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{aux})} \tag{19}$$

$\dot{Q}_{c,t}$: Calor necesario para calentar un determinado espacio.

$\dot{W}_{comp}$: Potencia necesaria en el compresor.

$\dot{W}_{aux}$: Potencia auxiliar, si no existiera radiación solar.

Según Malali et al. [113] , el COP de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar se calcula mediante la Ecuación (20):

$$COP_{DX-SAHP} = \eta_{comp}\left[\eta_{Carnot} - \frac{1}{2}\cdot\frac{C\cdot T_f}{h_{fg}(T_f)}\right] \tag{20}$$

Donde:

C : Promedio de los calores específicos del refrigerante, evaluados a las mismas temperaturas del condensador y colector-evaporador.

$h_{fg}(T_f)$: Calor latente de vaporización a temperatura T_f .

η_{comp} : Eficiencia del compresor.

La eficiencia ideal de Carnot la cual está definida según Malali et al. [113] por la Ecuación (21):

$$\eta_{Carnot} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \tag{21}$$

Donde:

T_c : Temperatura de condensación.

T_f : Temperatura del colector/evaporador.

El COP de una DX-SAHP está gobernado por la temperatura del condensador, la temperatura del evaporador y la eficiencia del compresor [113].

2.5.1 Ciclo ideal

En el ciclo ideal, indicado en la Figura 29, el condensador y el evaporador no implican ningún trabajo, y el compresor se considera adiabático, entonces el COP de una bomba de calor bajo el ciclo ideal se define mediante la Ecuación (22) según Cengel & Boles [80]:

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \tag{22}$$

Donde:

$$h_1 = h_g \tag{23}$$

$$h_3 = h_f \tag{24}$$

h_1 : Entalpía del refrigerante, a la presión de entrada del compresor.

h_g : Entalpía del refrigerante, en vapor saturado a la presión de entrada al compresor.

h_3 : Entalpía del refrigerante, a la salida del condensador.

h_f : Entalpía del refrigerante, en estado de líquido saturado.

h_2 : Entalpía del refrigerante, a la presión de salida del compresor.

Como se observa en las Ecuaciones (23-24), y en la Figura 29 las entalpías 1 y 3, se consideran iguales a las entalpías en vapor saturado y líquido saturado las cuales se encuentran en las líneas que llevan el mismo nombre, sin embargo, en un sistema de bomba de calor real es complicado llegar a estados exactos como vapor saturado y líquido subenfriado, por ende, estas ecuaciones para el cálculo del COP son ideales.

2.5.2 Ciclo real

En el ciclo real se consideran las pérdidas de presión en tuberías, y el trabajo en el compresor no es isoentrópico [77]. Además, las consideraciones de que las entalpías 1 y 4 son iguales a las entalpías en estado de vapor saturado y líquido saturado no se aplican, en el ciclo real se asegura la entrada de vapor al compresor, haciendo que este pase de estado líquido a vapor sobrecalentado, de igual manera se asegura la entrada de refrigerante en estado líquido hacia el evaporador, sub-enfriándolo. También se considera isoentálpico el proceso 5-6. Se observa un ejemplo en la Figura 29 mediante un diagrama T-s (temperatura-entropía).

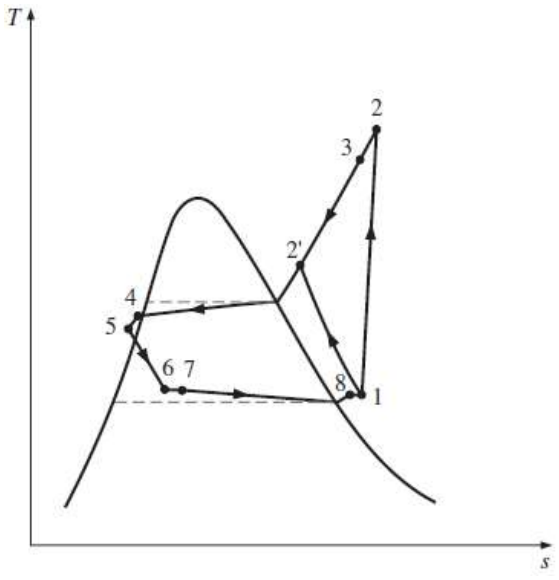


Figura 29. Diagrama T-s, ciclo real de una bomba de calor [80].

Como ya se mencionó, en el ciclo real se consideran las pérdidas de presión, lo mismo que se observa en los procesos 6-1, 7-8, 2-4, 2´-5, en el gráfico también se ha considerado el trabajo isoentrópico del compresor el cual se observa en el proceso 1-2.

El COP para una bomba de calor bajo el ciclo real se calcula mediante las Ecuaciones (20-22), calculando los valores necesarios con valores reales del sistema y ciclo.

2.6 Análisis exergético

La exergía está definida como la energía de un sistema que potencialmente puede ser transformada en trabajo [80], para una bomba de calor, la exergía analiza una eficiencia del sistema mediante la Ecuación (25) según Cengel & Boles [80]:

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} \tag{25}$$

Donde:

COP: Coeficiente de operación real de la bomba de calor.

COP_{rev}: Coeficiente de operación reversible, calculado con el trabajo reversible del compresor.

Según Cengel & Boles [80], el balance de exergía para un sistema cerrado viene dado por la Ecuación (26):

$$\dot{X}_{in} - \dot{X}_{out} - \dot{X}_{dest} = \Delta \dot{X}_{sistema} \tag{26}$$

Dónde:

$\dot{X}_{in}$: Exergía que ingresa al sistema.

$\dot{X}_{out}$: Exergía que sale del sistema.

$\dot{X}_{dest}$: Exergía total destruida.

$\Delta \dot{X}_{sistema}$:Cambio total de exergía en el sistema.

2.6.1 Análisis exergético en sistemas de bombas de calor

Considerando que una bomba de calor funciona entre las temperaturas de T_2 y T_1, como se ve en la Figura 29, el COP de una bomba de calor se determina mediante la Ecuación (25), sin embargo, no se ha considerado las irreversibilades que puede existir en un sistema, como son: la fricción, el desgaste, diferencias de temperattura infinitas, entre otras, el análisis exergético tiene el fin de determinar los componentes que se pueden beneficiar al máximo con mejoras, identificando las ubicaciones con mayor destrucción de exergía y los componentes con la menor exergía o eficiencia exergética [80].

Para el sistema de una bomba de calor, la exergía total destruida se expresa por la Ecuación (27), ecuación propuesta por Cengel & Boles [80]:

$$\dot{X}_{dest} = \dot{X}_{dest,1-2} + \dot{X}_{dest,2-3} + \dot{X}_{dest,3-4} + \dot{X}_{dest,4-1} \tag{27}$$

Donde:

$\dot{X}_{dest,1-2}$: Exergía destruida en el compresor.

$\dot{X}_{dest,2-3}$: Exergía destruida en el condensador.

$\dot{X}_{dest,3-4}$: Exergía destruida en la válvula de expansión.

$\dot{X}_{dest,4-1}$: Exergía destruida en el evaporador.

La Ecuación (28) indica un expresión distinta para el cálculo de la exergía total destrída según Cengel & Boles [80]:

$$\dot{X}_{dest} = \dot{W}_{comp} - \dot{X}_{\dot{Q}_{ev}} \tag{28}$$

Donde:

$\dot{X}_{\dot{Q}_{ev}}$: Exergía recuperada (exergía del calor cedido o absorbido en el evaporador).

Según Ibrahim [114], la exergía recuperada se calcula mediante la Ecuación (29):

$$\dot{X}_{\dot{Q}_{ev}} = \dot{Q}_{ev}\left(1-\frac{T_0}{T_2}\right) \tag{29}$$

Donde:

T_0 : Temperatura del ambiente al cual se está entregando el calor.

T_1 : Temperatura del refrigerante a la entrada del compresor.

T_2 : Temperatura del refrigerante al salir del compresor.

La exergía total ingresada al sistema puede ser calculada mediante la Ecuación (30) según Chen & Yu [115]:

$$\dot{X}_{in} = \dot{W}_{comp} - \dot{X}_{\dot{Q}_{rad}} \tag{30}$$

Donde:

$\dot{X}_{\dot{Q}_{rad}}$: Exergía de la radiación solar en el colector solar y se calcula mediante la Ecuación (31) según Chen & Yu [115]:

$$\dot{X}_{\dot{Q}_{rad}} = \dot{Q}_{ev}\left(1-\frac{T_0}{T_s}\right) \tag{31}$$

Donde :

T_s : es la temperatura aparente del sol y según Jafarkazemi y Ahmadifard [116] es 4500 K.

Para los elementos de un sistema de bomba de calor se tiene las siguientes Ecuaciones (32-35) según Cengel & Boles [80] y Sun et al. [109]:

Compresor, Ecuación (32):

$$\overset{g}{X}_{dest,1-2} = \overset{g}{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \tag{32}$$

Condensador, Ecuación (33):

$$\overset{g}{X}_{dest,2-3} = T_0 \left(\overset{g}{m}_r (s_3 - s_2) + \frac{\overset{g}{Q}_{cd}}{T_H} \right) \tag{33}$$

Válvula de expansión, Ecuación (34):

$$\overset{g}{X}_{dest,3-4} = \overset{g}{m}_r T_0 (s_4 - s_3) \tag{34}$$

Evaporador, Ecuación (35):

$$\overset{g}{X}_{dest,4-1} = T_0 \left(\overset{g}{m}_r (s_1 - s_4) + \frac{\overset{g}{Q}_{ev}}{T_L} \right) \tag{35}$$

Donde:

s_1 : Entropía a la entrada del compresor o salida del evaporador.

s_2 : Entropía a la entrada del condensador o salida del compresor.

s_3 : Entropía a la entrada de la válvula de expansión o salida del condensador.

s_4 : Entropía a la entrada del evaporador o salida de la válvula de expansión.

T_L : Temperatura más baja del ciclo, $T_1 = T_4$ para ciclo ideal, $T_1 = T_L$ para ciclo real.

T_H : Temperatura más alta del ciclo, $T_2 = T_3$ para ciclo ideal, $T_2 = T_H$ para ciclo real.

El dimensionamiento de una bomba de calor depende de la carga que se requiera calentar y la temperatura a la que se desea elevar dicha carga, a mayor cantidad de carga, mayor debe ser la potencia del compresor.

Se debe diseñar el sistema en función también del tamaño del colector, ya que a mayor área el calor absorbido aumentará y se necesitará más potencia en el compresor, para esta investigación se ha tomado como referencia el estudio realizado por Simbaña et al. [117] en el cual se realizó un diseño previo del condensador y evaporador para un sistema de bomba de calor muy similar al propuesto en el presente documento.

La potencia y eficiencia de una bomba de calor depende del compresor, la potencia del mismo, las temperaturas de trabajo sea en el compresor o en el evaporador y condensador, las presiones de alta y de baja del compresor, entre otras.

La eficiencia también dependerá del tipo de refrigerante que se utilice debido a las propiedades como entalpía, entropía, volumen específico, exergía, que son propias de cada refrigerante.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y COSTOS

En el presente capítulo se presentan las pruebas y resultados realizados en el equipo para de esta forma validar su correcto funcionamiento, además de diferentes resultados comparativos bajo distintos parámetros de operación como condiciones climáticas y horarias.

3.1 Información de la bomba de calor

La bomba de calor utilizada para este estudio consta de un colector evaporador de placa plana, un condensador de tubo de cobre, una válvula de expansión electrónica y un compresor de velocidad lineal y como fluido de trabajo el refrigerante R290, elementos que se detallan a continuación:

Tabla 15. Elementos empleados en la bomba de calor.

Sistema	Elemento	Descripción
Compresor	Marca	Embraco
	Potencia	1/4+ [hp]
	Voltaje	110 [V]
	Tipo	Reciproco
	Desplazamiento	5.54 [cm^3]
	Carga de refrigerante	0.06 [kg]
Placa colector-evaporador	Área total de la placa	1 [m^2]
	Espesor	0.0015 [m]
	Absortividad	0.95
	Emisividad	0.2
	Diámetro externo de los tubos	0.01 [m]
	Conductividad térmica	237 [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
Condensador	Masa de agua	10 [kg]
	Conductividad térmica	52 [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
Válvula de expansión electrónica	Marca	Carel

3.2 Toma de datos

Para la toma de datos se realizaron cinco ensayos de calentamiento de agua a diferentes horas del día, tres en la mañana, uno en la tarde y otro en la tarde-noche, durando dichos ensayos
entre 40 y 45 minutos en la mañana y hasta 60 minutos en la tarde y noche, la toma de datos se la realizó cada cinco minutos en el proceso de calentamiento de agua hasta llegar a la temperatura de 45 °C realizándose en total cuatro test, cada uno en un día diferente, teniendo cada test con cinco ensayos.

En la investigación realizada por Zhou et al. [8] se realizó dos pruebas experimentales en diferentes días, calentando agua hasta los 40 °C utilizando una DX-SAHP. Por su parte Cutic et al. [118] calentaron 300 litros de agua desde 45 a 55 °C,utilizando de igual forma una DX-SAHP, Fernández-Seara et al. [54] calentaron agua desde 15 a 55 °C también mediante el uso de una DX-SAHP, finalmente Li et al. [52] experimentaron el calentar 150 litros de agua desde los 14 hasta los 50 °C de igual manera mediante una DX-SAHP, teniendo en cuenta las temperaturas finales de las investigaciones mencionadas se puede afirmar que la temperatura máxima a la que se llegó en las pruebas realizadas (45 °C) está dentro de lo aceptable si se quiere calentar agua hasta una temperatura óptima para una residencia y sus usos (duchas), la diferencia que existe es debida a que estas investigaciones han sido realizadas en distintas partes de Europa o Asia en las que se debe calentar más el agua debido al clima propio de cada región.

3.3 Datos de radiación

Para la toma de datos de radiación solar se utilizó una estación meteorológica inalámbrica, esta estación brinda datos de radiación solar, temperatura ambiente y velocidad del viento, posteriormente se realizó el cálculo de la radiación global, radiación difusa, radiación extraterrestre y radiación atmosférica. La Figura 30 presenta la estación meteorológica utilizada.

Figura 30. Estación meteorológica utilizada.

En resumen, de los datos obtenidos en el Test 4 se tuvo un valor máximo de radiación solar medida de 605.36 $W \cdot m^{-2}$ a las 11:55, el cual fue el valor más alto de radiación alcanzada en los cuatro test realizados. La Figura 31 muestra la variación de la radiación solar y una comparación entre sus distintos componentes como son la radiación difusa, global, extraterrestre y atmosférica, datos tomados del Test 4.

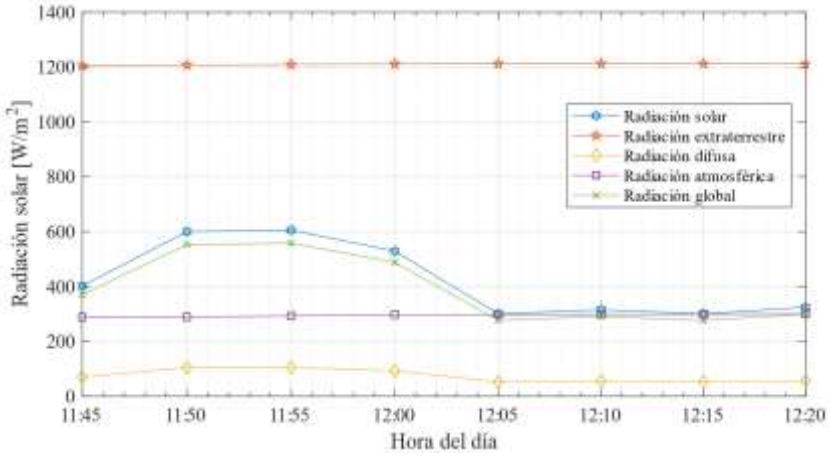
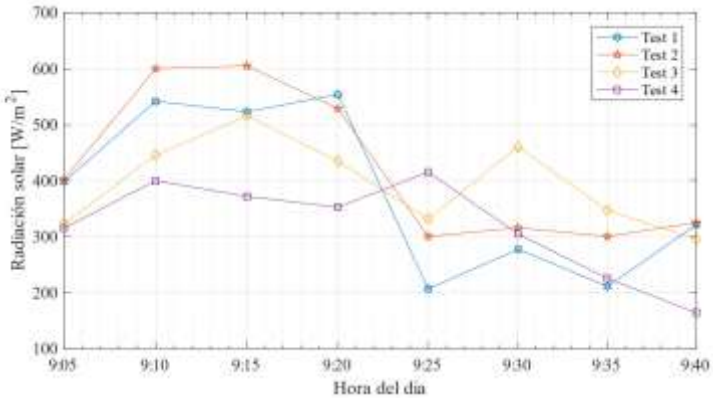
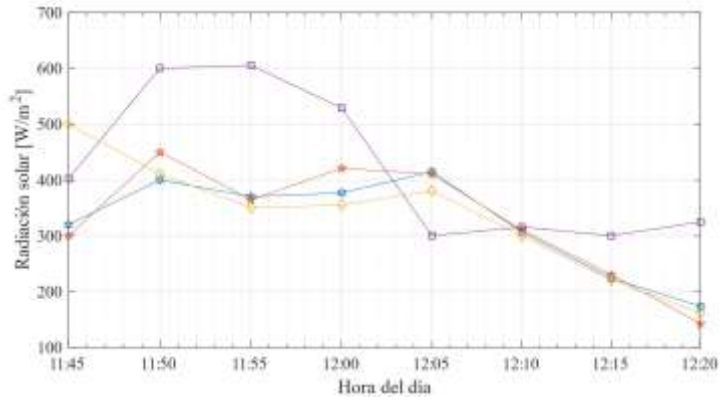


Figura 31. Variación de la radiación solar Test 4.

Utilizando el concepto de ángulos solares y en conjunto con las condiciones climáticas, temperatura ambiente, velocidad del viento y la radiación medida se puede determinar las componentes la radiación solar como se muestra en las Figuras 32-36.



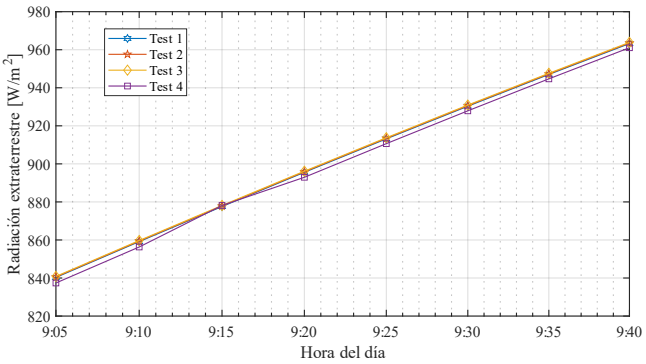
a)



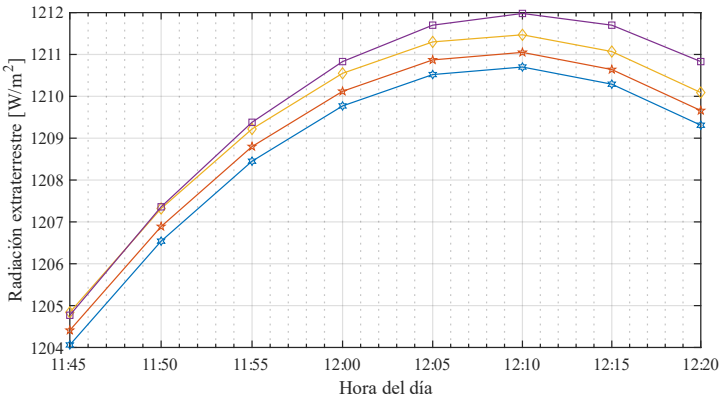
b)

Figura 32. Variación de la radiación solar (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2)

Como se observa en la Figura 32a la radiación máxima medida en la Prueba 1, realizada en 4 test diferentes no supera los 600 $W \cdot m^{-2}$ y la misma decrece según el avanza el tiempo, con excepción del Test 4 en el que la radiación empezó con un valor de 300 $W \cdot m^{-2}$ y en horas del mediodía en la Prueba 2 se obtuvo una radiación máxima de 605.36 $W \cdot m^{-2}$ siendo este el valor más alto obtenido en todos los test y en todas las pruebas, como se observa en la Figura 32b. La Figura 32 indica los datos de radiación solar obtenidos mediante el uso de la estación climatológica mencionada anteriormente.



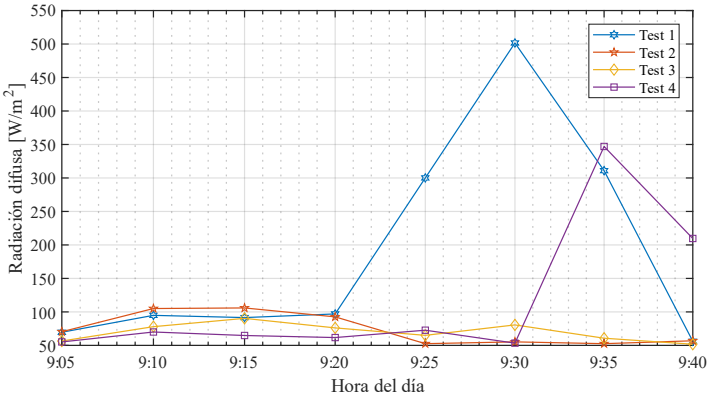
a)



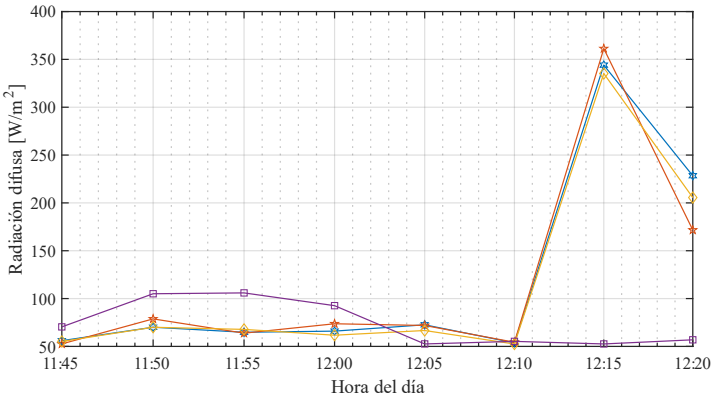
b)

Figura 33. Variación de la radiación extraterrestre (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2).

La radiación extraterrestre es la radiación total incidente en la superficie horizontal de la Tierra, en los 4 test realizados se observa un incremento de esta radiación desde las 9:05 Figura 33a hasta las 12:10 Figura 33b, desde este punto comienza un decremento en la radiación extraterrestre.



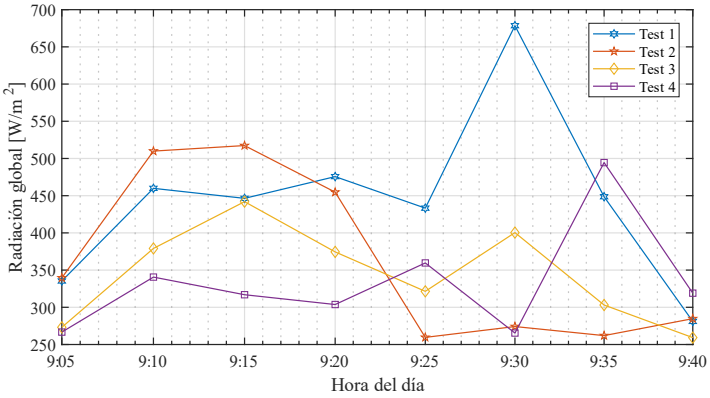
a)



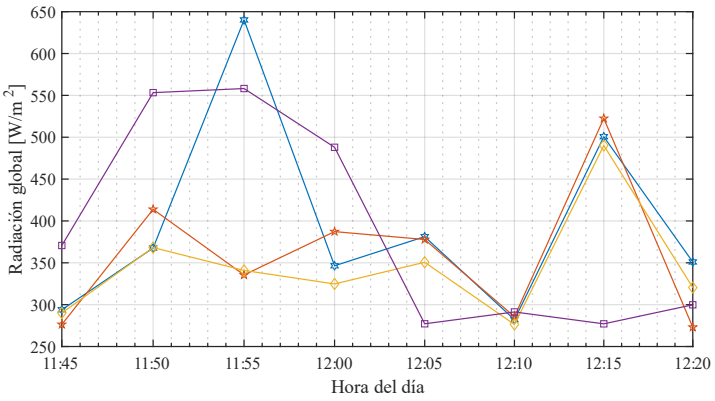
b)

Figura 34. Variación de la radiación difusa (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2).

La radiación difusa es aquella que es incidente a un objeto después de haber sido absorbida en parte por otro objeto como por ejemplo una nube, o la dispersión causada por moléculas de la atmósfera, como se observa en la Figura 34 se tiene valores más altos al final de las pruebas realizadas obteniendo un valor máximo a las 12:15 hora similar a la de mayor radiación extraterrestre.



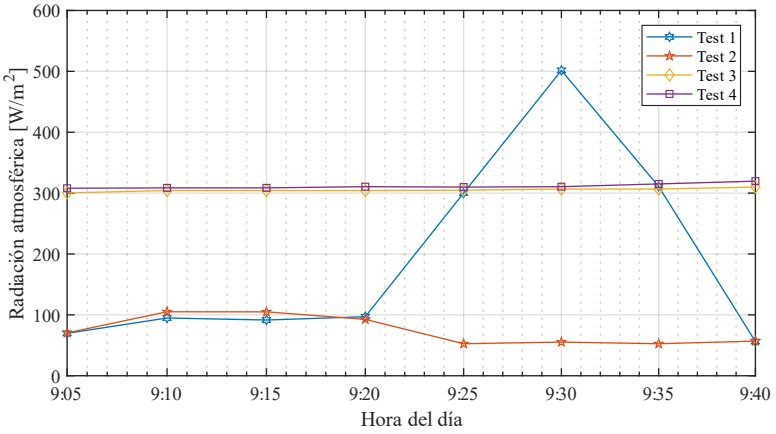
a)



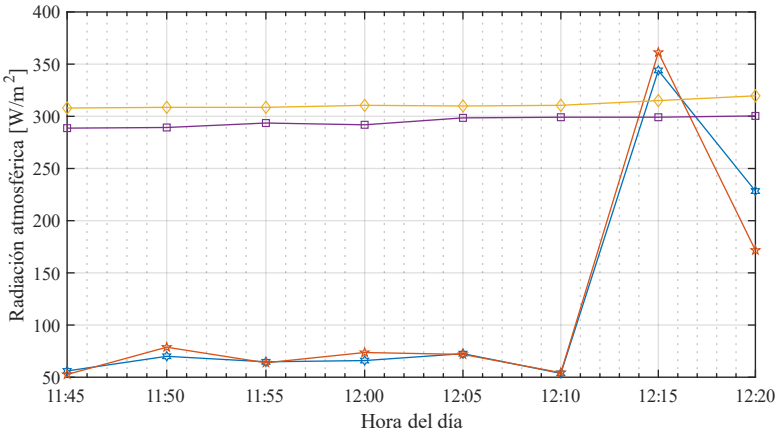
b)

Figura 35. Variación de la radiación global (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2).

La radiación global es la suma de la radiación que incide directa y difusamente sobre la superficie del planeta, además considera las diversas reflexiones que sufren los rayos solares al incidir en una superficie, como se observa en la Figura 35a en el Test 2 los valores van decreciendo hasta las 9:30 en el que se tiene un incremento ya que en ese momento el cielo se despejó y la temperatura ambiente aumentó, ocasionando un incremento en dicha radiación, de igual manera en el Test 2 Figura 35b el cielo se despejo y se obtuvo un incremento en dicho valor.



a)



b)

Figura 36. Variación de la radiación atmosférica (a) Prueba 1 ; b) Prueba 2).

La radiación atmosférica es la radiación emitida por la atmósfera, como se observa en la Figura 36 en las dos pruebas realizadas se tiene un incremento de la radiación atmosférica a las 9:30 Figura 36a y a las 12:15 Figura 36b, horas similares a las en que la radiación global tuvo un incremento, esto es debido a que la temperatura del ambiente también aumentó.

3.4 Variación de la temperatura ambiente y velocidad del viento

La temperatura ambiente y la velocidad del viento son dos factores esenciales en los sistemas que utilizan energía solar. La temperatura ambiente influye en la temperatura a la que el refrigerante llegará a su punto de evaporación en el colector evaporador. Por su parte la velocidad del viento es utilizada en el cálculo del coeficiente convectivo del colector evaporador. Las Figuras 37-38 presentan la variación de estos factores.

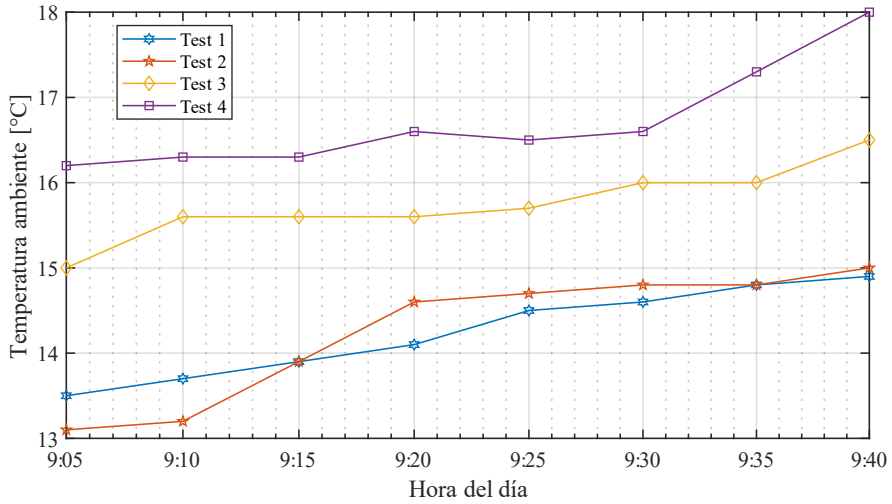


Figura 37. Variación de la temperatura ambiente (Prueba 1).

Cutic et al. [118] indican que, según la temperatura ambiente se incremente y teniendo en cuenta otros factores como la radiación solar, se obtendrá un incremento tanto en la eficiencia del sistema DX-SAHP así como en el tiempo que demore el equipo en calentar el agua. En la Figura 37 se presenta los valores de la variación de la temperatura ambiente en la Prueba 1 teniendo un valor máximo de 18 °C.

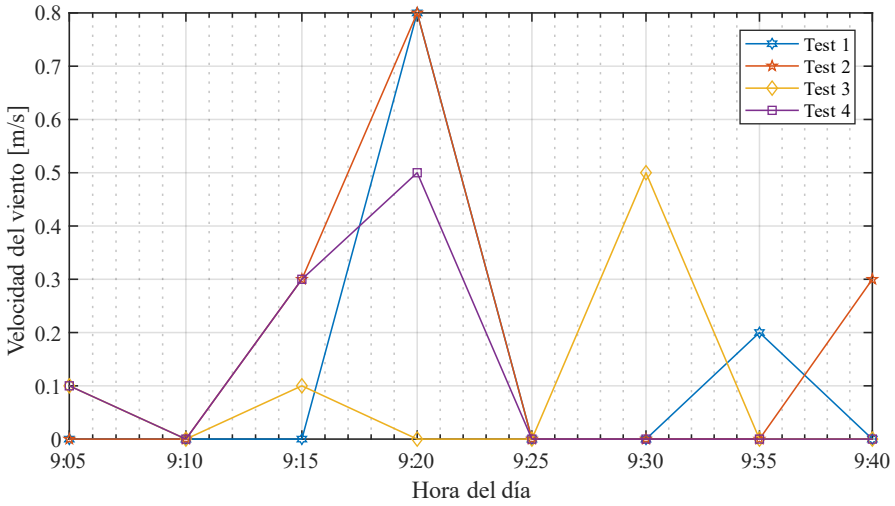


Figura 38. Variación de la velocidad del viento (Prueba 1).

Como se ha mencionado anteriormente la velocidad del viento influye en el cálculo del coeficiente convectivo del colector evaporador, ya que el incremento de este valor provoca un incremento en dicho coeficiente, los valores medidos en esta prueba no superan los 0.8 $m \cdot s^{-1}$, sin embargo, se obtuvo velocidades incluso de 1.2 $m \cdot s^{-1}$ en horas de la tarde.

3.5 Datos de calor

El refrigerante que circula dentro del colector evaporador recibe energía proveniente de la radiación solar que incide sobre este, haciendo que el refrigerante se evapore previo al ingreso al compresor en donde se aumenta su temperatura y presión para después ingresar al condensador donde el refrigerante cede toda su energía en forma de calor al agua. En la Figura 39 se presenta el calor ganado por el refrigerante en el colector evaporador calculado mediante las Ecuaciones (2-5), y en la Figura 40 se observa el calor cedido al agua calculado mediante las Ecuaciones (6-8).

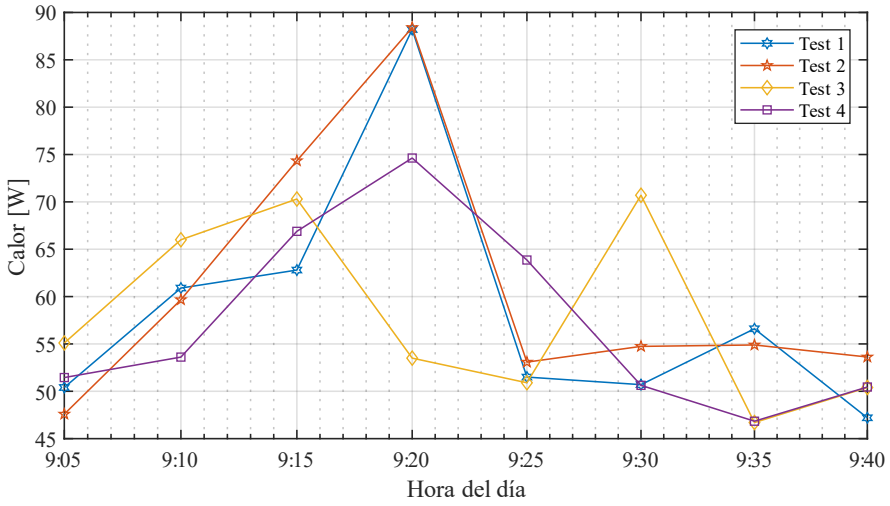


Figura 39. Calor ganado por el R290 en el colector-evaporador (Prueba 1).

La Figura 39 presenta la variación del calor ganado en el colector-evaporador en la Prueba 1 en los 4 test realizados, teniendo como valor máximo 88 W a las 9:20 del día, este calor es absorbido por el refrigerante el cual será comprimido por el compresor y luego cederá este calor al condensador.

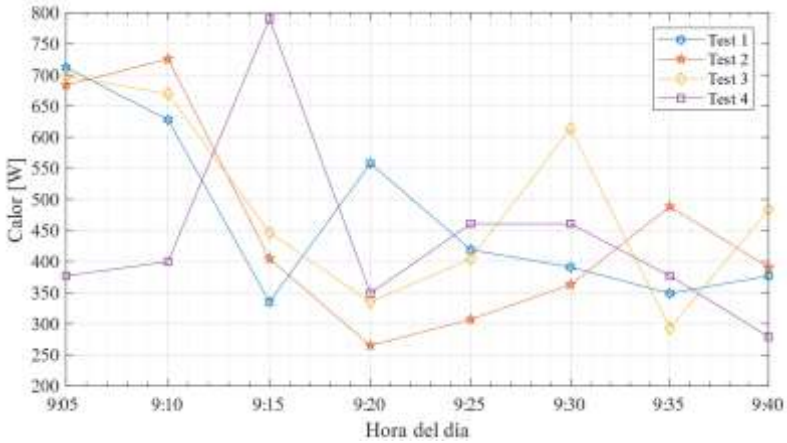


Figura 40. Calor cedido al agua en el condensador (Prueba 1).

La Figura 40 muestra el calor ganado por el agua en el condensador, como se puede apreciar se obtuvo un valor máximo de 800 W en la Prueba 1 del Test 4, en la misma hora que se tuvo el valor máximo de calor ganado en el colector-evaporador, lo que indica que, a mayor calor ganado en la placa colectora, mayor será el calor que el agua reciba en el condensador. De igual forma se puede apreciar una tendencia a recibir menos calor en la parte del condensador ya que la eficiencia del sistema decrece respecto el tiempo avanza.

3.6 Variación de parámetros del compresor

La potencia que el compresor consume va en aumento con el tiempo ya que el flujo másico aumenta debido al incremento leve de la presión y temperatura a la entrada del compresor según aumenta el tiempo de operación como se observa en las Figuras 41-45.

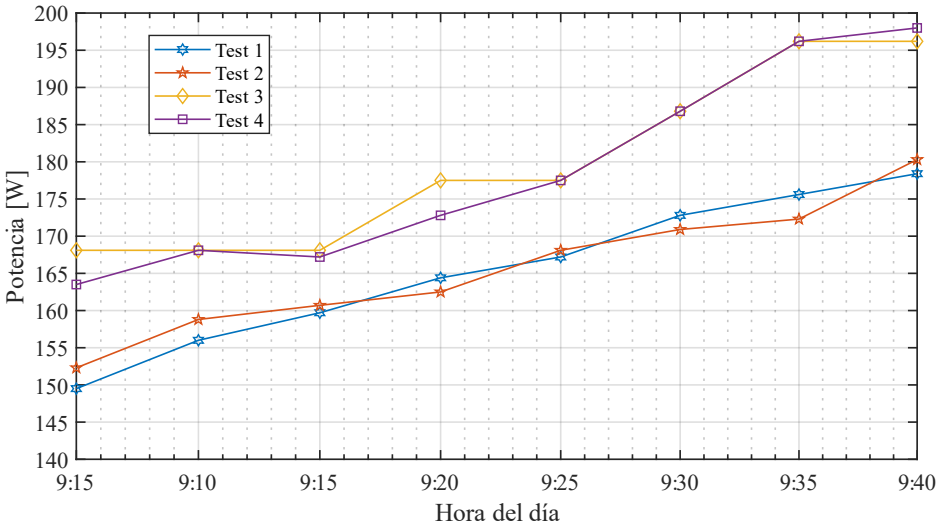


Figura 41. Potencia requerida en el compresor (Prueba 1).

El refrigerante R290 debe ingresar al compresor como vapor sobrecalentado para evitar daños en el mismo. En las Figuras 42-43 se observan las presiones de entrada y salida del compresor respectivamente y su incremento conforme aumenta el tiempo de operación.

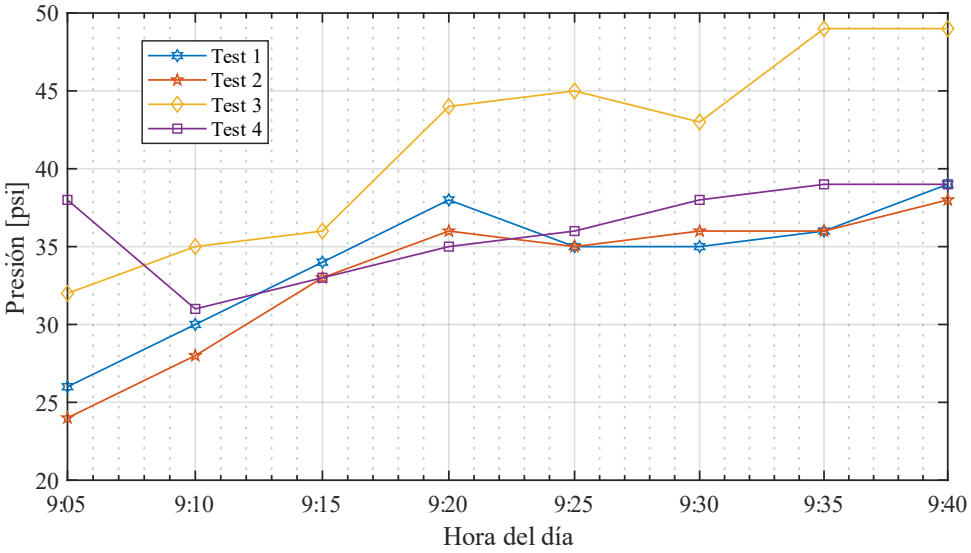


Figura 42. Presión de entrada al compresor (Prueba 1).

Como se puede apreciar en la Figura 42 la presión de entrada al compresor va aumentando conforme el tiempo avanza, esto es debido a que el refrigerante debe ingresar como vapor saturado al compresor y por cada ciclo que el refrigerante cumple en el sistema su temperatura va aumentando por ende la presión también debe ir aumentando para que el refrigerante ingrese en la fase mencionada al compresor.

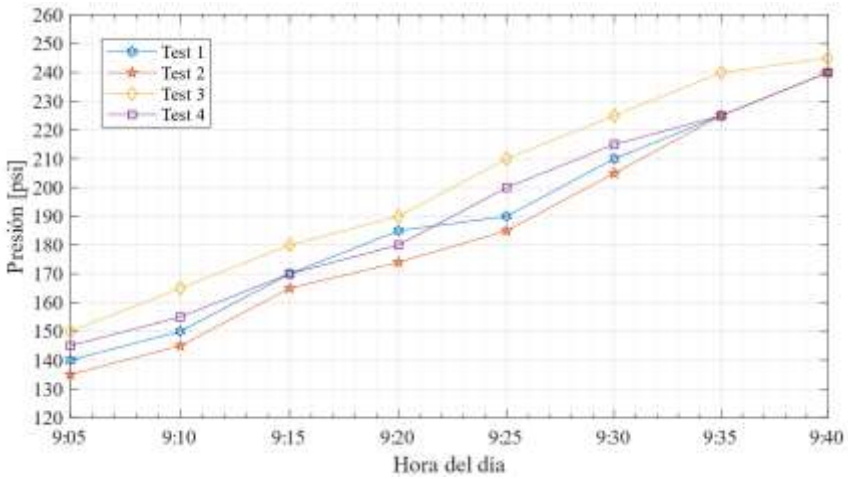


Figura 43. Presión de salida del compresor (Prueba 1).

La presión de descarga o salida del compresor, presentada en la Figura 43, también muestra un incremento conforme el tiempo avanza, esto debido a la misma razón por la que la presión a la entrada del compresor incrementa. El aumento de presiones tanto en la entrada como en la salida del compresor también es debido a que se debe compensar las pérdidas de presión en la tubería del sistema. De igual forma las temperaturas tanto de

entrada como de salida tienen un incremento proporcional con respecto al aumento de presión sea esta de salida o de entrada del compresor. La variación de temperatura en la entrada y salida del compresor se presentan en las Figuras 44-45 respectivamente.

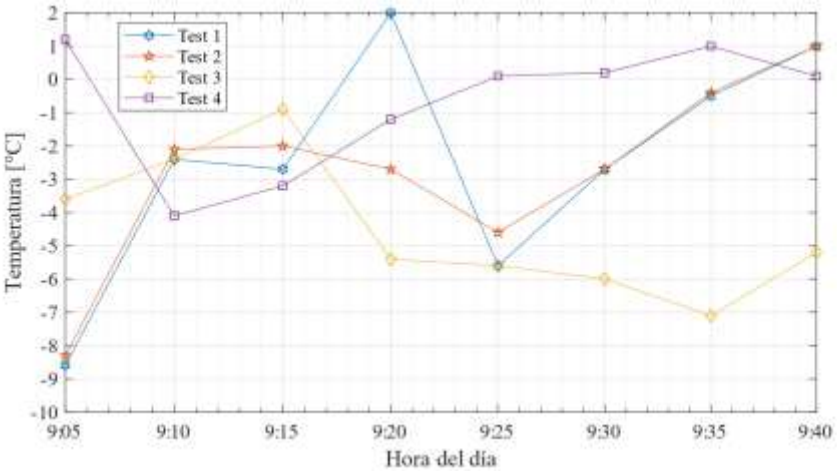


Figura 44. Temperatura de entrada en el compresor (Prueba 1).

Como se mencionó previamente la temperatura del refrigerante va en constante aumento ya que el refrigerante cumple varios ciclos en el sistema y al entregar el calor en el condensador parte de esa temperatura disminuye. La Figura 44 presenta el incremento de la temperatura en la entrada del compresor, con la que junto a la presión se debe asegurar que el refrigerante este en fase de vapor sobrecalentado al ingresar al compresor.

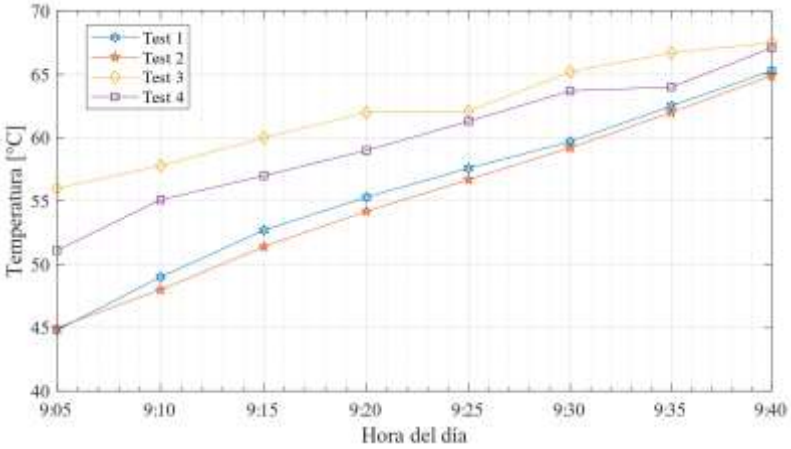


Figura 45. Temperatura de salida en el compresor (Prueba 1).

La Figura 45 indica el incremento en la temperatura del refrigerante al abandonar el compresor. La presión del refrigerante tanto al ingresar como al abandonar el compresor sufre un aumento de igual manera la temperatura en la salida del compresor tiene un

incremento conforme el tiempo avanza, asegurando así que el refrigerante abandone el compresor como vapor sobrecalentado.

3.7 Temperatura del agua

La temperatura promedio del agua en el inicio de los ensayos es de 18 °C, la temperatura máxima a la cual se llegó con la bomba fue de 45 °C aunque se puede definir temperaturas máximas diferentes, la variación de la temperatura es similar en los ensayos y test realizados, teniendo en cuenta condiciones climáticas y hora del día, en un día lluvioso el tiempo máximo de calentamiento del agua fue de una hora mientras que en un día despejado fue alrededor de 40 minutos. En conclusión, se puede afirmar que la DX-SAHP trabaja similarmente sin importar condiciones climáticas o la hora del día. En la Figura 46 se presenta el aumento de la temperatura del agua.

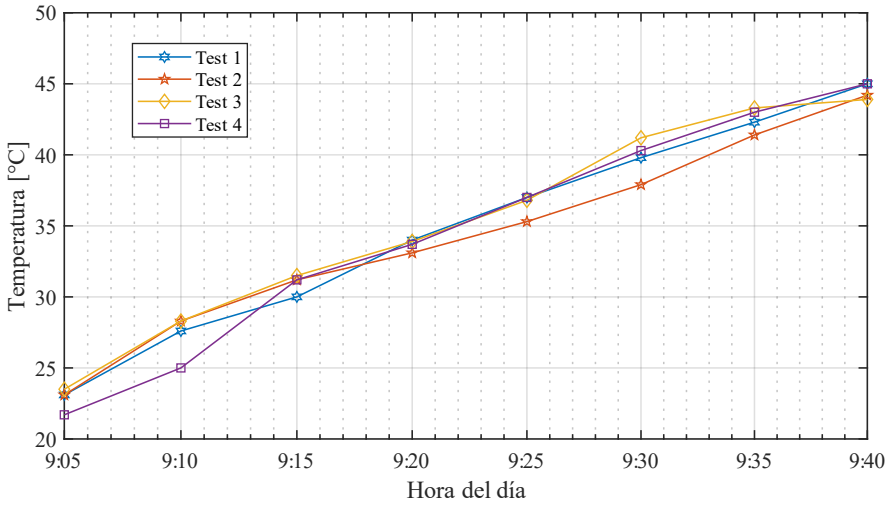


Figura 46. Incremento en la temperatura del agua (Prueba 1).

Ji et al. [9] y Chaturvedi et al. [6], entre otros, experimentan con equipos DX-SAHP para calentamiento de agua sanitaria, llevando la misma hasta de temperaturas entre los 55 y 60 °C, difiriendo en aspectos como volumen de agua calentada, refrigerante utilizado, capacidad y tipo del compresor, condiciones climáticas, entre otros, investigaciones como la realizada por Ji et al. [9] demoran hasta 5 horas en calentar el agua ya que ocupan volúmenes grandes de agua. En el proyecto propuesto se calentó 10 litros de agua y se ha tomado como temperatura máxima 45 °C demorando el equipo entre 40 minutos en horas de la mañana y mediodía y 60 minutos en horas de la tarde e incluso en la noche y con condición lluviosa, ya que el volumen y temperatura máxima son menores a los presentados en mencionadas investigaciones.

3.8 Análisis exergético

El análisis exergético tiene como fin determinar el elemento que posee mayor cantidad de irreversibilidades en el sistema DX-SAHP, estas irreversibilidades provocan pérdidas las cuales deben ser compensadas con un mayor trabajo ingresado en el compresor, reduciendo el COP del sistema. En la Figura 47 se presenta la variación de exergía de cada uno de los cuatro componentes de la DX-SAHP y la destrucción total de exergía del sistema, para lo que se han utilizado la Ecuación (27) y las Ecuaciones (32-35).

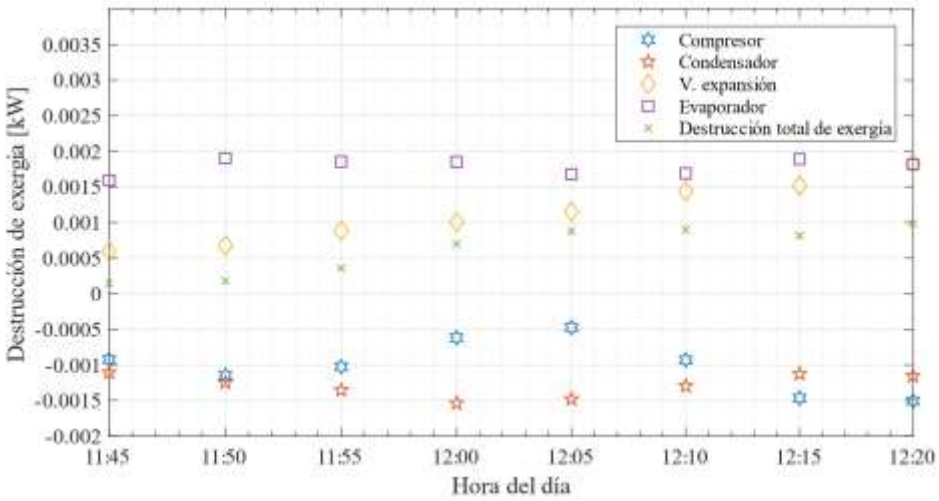


Figura 47. Análisis exergético de los componentes del sistema DX-SAHP y destrucción total de exergía, datos tomados en el Test 4, Prueba 2.

Como se observa en la Figura 47 que los elementos con mayor cantidad de irreversibilidades son el colector solar y la válvula de expansión electrónica, ocasionando pérdidas de potencia en el sistema las que deberán ser suplidas aumentando el consumo del compresor.

3.9 Análisis del COP ideal y Real

El parámetro COP es un indicador de la eficiencia del sistema DX-SAHP y relaciona el calor que es entregado al agua y la energía necesaria para completar este trabajo. En el Capítulo 2 de esta investigación se definió los valores de COP ideal Ecuación (24) y COP real Ecuación (20), las variaciones de estos parámetros son presentadas en las Figuras 48-49 respectivamente.

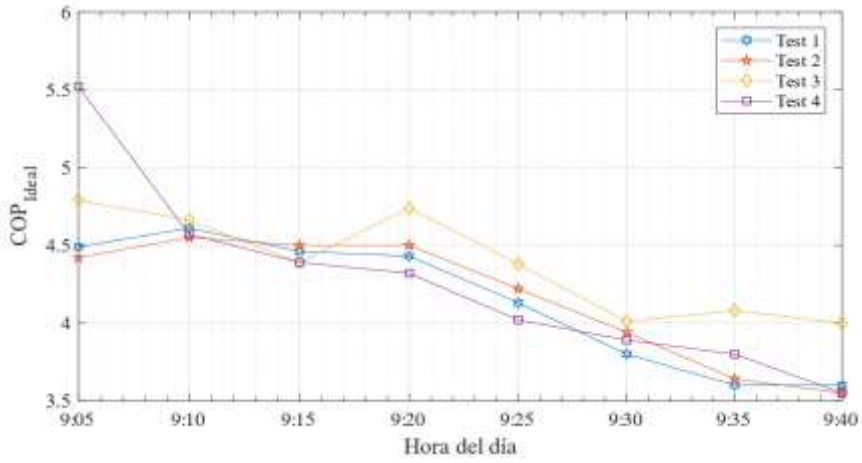
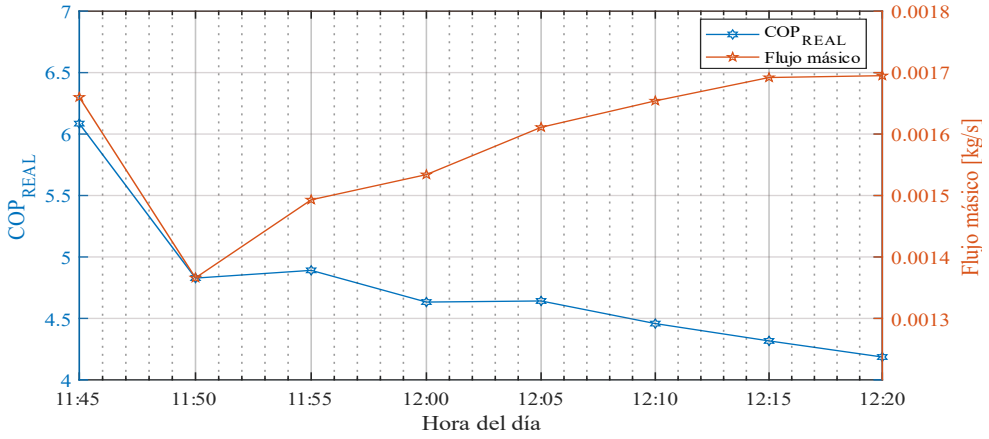
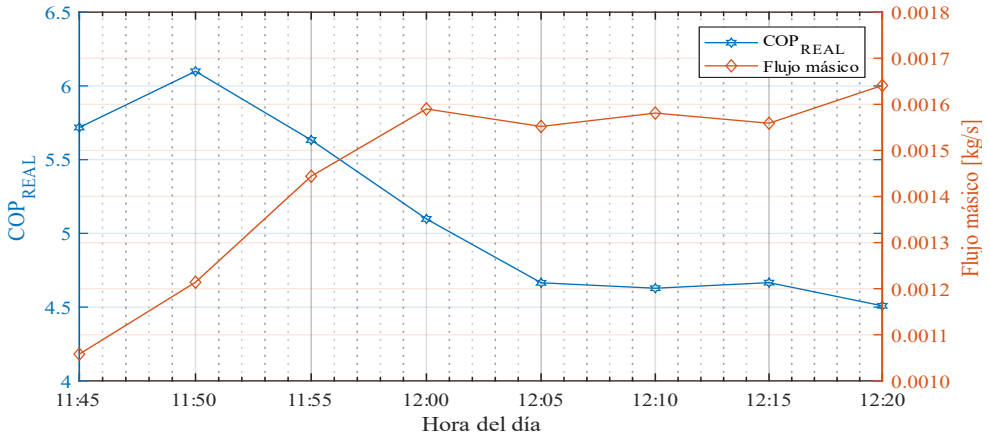


Figura 48. Variación del COP ideal del sistema (Prueba 1).

Como se observa en las Figuras 47-48 se presenta un decremento en el COP conforme aumenta el tiempo de operación, esto es debido a que a mayor temperatura de condensación del agua la eficiencia de la máquina disminuye.



a)



b)

Figura 49. Variación del COP real del sistema y el flujo másico, obtenidos en la Prueba 2 (a)Test 1; b)Test 4).

La Figura 49 presenta la variación del COP real del sistema junto con la variación del flujo másico en el compresor, las gráficas a) y b) representan la Prueba 2 realizada desde las 11:45 hasta las 11:20, en los días correspondientes al Test 1 y Test 4, respectivamente, en la Figura 49b se observa el COP más alto obtenido en todas las pruebas, con un valor de 6.1. De manera similar al COP ideal los valores del COP real sufren un descenso de hasta 2 unidades debido a que la temperatura de condensación va en aumento conforme el tiempo avanza, obteniendo el valor más bajo de COP igual a 4.2, lo que indica que el sistema tiene una eficiencia aceptable para ser utilizado como calentador de agua sanitaria. Adicionalmente, ya que se dispone de la válvula de expansión electrónica, se tuvo una regulación muy precisa del líquido refrigerante antes de entrar al evaporador y una mayor exactitud al momento de expandir el refrigerante a alta presión con lo que el COP en todas las pruebas realizadas se mantuvo variando en valores similares a los presentados en la Figura 49.Como se observa en la Figura 49 el COP disminuye mientras que el flujo másico aumenta, esto es debido a que a mayor consumo del compresor la eficiencia del sistema disminuye ya que ingresa mayor trabajo al compresor.

De las pruebas realizadas se puede afirmar que el sistema DX-SAHP propuesto trabajará correctamente independientemente de las condiciones ambientales en las que se encuentre, sin embargo, condiciones óptimas para el funcionamiento son: cielo despejado, y en horas de la mañana entre las 9 y 12:30 del día. Considerando que el refrigerante seguirá recibiendo calor del alrededor, aun así no exista radiación en el ambiente y que tomará más tiempo el calentamiento del agua en horas de la tarde o en condiciones climáticas como la lluvia, la eficiencia del sistema es aceptable ya que se han conseguido valores que están dentro de lo normal en el análisis de bombas de calor.

Los valores obtenidos indican que no se necesita de un alto consumo en el compresor para lograr calentar agua hasta la temperatura de 45 °C y de igual manera este proceso no llevará mucho tiempo, debido a que el refrigerante R290 posee características termodinámicas aptas para este proceso, ya que su presión de evaporación es muy baja lo que quiere decir que no se necesitará presiones demasiado elevadas para llegar a la temperatura límite de calentamiento.

Simbaña et al. [117] realizaron pruebas con un equipo DX-SAHP similar con la diferencia que se utilizó R134a como refrigerante, una válvula de expansión térmica, la placa colectora no estaba pintada de negro y un compresor de velocidad variable de 1/6 hp. Se

calentó 5 litros de agua desde una temperatura inicial promedio de 14,7 °C hasta la temperatura máxima alcanzada por la máquina que fue de 47.6 °C, llegando a esta temperatura en un intervalo de 45 minutos. Según Danfoss [104] una presión de evaporación del R290 a -25 °C representa a un 190 % del R134a motivo por el cual el punto de ebullición del refrigerante R134a es muy lejano al del R290, lo que se traduce en presiones más elevadas en la entrada y salida del compresor y porende un mayor consumo eléctrico del mismo, en el estudio realizado por Simbaña et al. [117] se aprecia que tanto las presiones como temperaturas de entrada y salida del compresor son mayores a las que se aprecian en las Figuras 42-45 de igual forma el consumo del compresor fue superior al presentado en la Figura 41.

Por otra parte, analizando el COP obtenido por Simbaña et al. [117], se puede apreciar valores de COP entre 12 y 3, valores tan altos son obtenidos gracias a la utilización del compresor de velocidad de variable.

El refrigerante R12 posee características similares a las del refrigerante R134a, con la diferencia que el R134a es más amigable con el medio ambiente que el R12, razón por la cual es una opción al momento de querer sustituir al R12 [119]. La presión de vapor del R134a a 25 °C es 6.65 bar abs y del R12 6.57 bar abs, lo que según Danfoss [104] representaría un valor menor al 190 % del R134a respecto al R12, con lo que, el punto de ebullición estaría más cercano del R290, por ejemplo a 1.013 bar la temperatura de ebullición del R290 es -42.1 °C, la del R12 es -29.77 °C, y la del R134a es -26.1°C, como se observa la temperatura de ebullición del R12 es más cercana a la del R290, por lo tanto el consumo en el compresor será mayor que con el R290 pero menor que con el R134a, de igual forma con las temperaturas y presiones a la entrada y salida del compresor. Halimic et al. [119] indica en su estudio que el R290 tuvo el mejor desempeño comparado con el R401a y el R134a como sustitutos al R12, obteniendo los valores más cercanos al COP del R12 con el R290. Adicionalemente se afirma que el R12 contamina mucho más el medio ambiente y provoca gases de efecto invernadero, al contrario del R290 que su contaminación es prácticamente nula y no provoca gases de efecto invernadero [119], además según Danfoss [104] el diseño de evaporador no diferirá demasiado si se hace un cambio de R12 a R290 en un sistema DX-SAHP.

3.10 Análisis ambiental

Según la Agencia de Regulación y Control de Electricidad [120], en el año 2016 se ha producido un consumo de 21745.42 toneladas equivalentes de petróleo (tep) en la generación de energía eléctrica en la ciudad de Quito, mediante la Empresa Eléctrica Quito, la misma que ha consumido 21161.07 tep de fuel oil y 564.35 tep de combustible diésel, para la producción de 413.35 GW·h, entonces puede decirse que cada 1 GW·h provoca el consumo de 54.69 tep anualmente y 4.38 tep al mes, lo que ocasiona una alta cantidad de contaminación ambiental ya que esta energía es obtenida por la quema de dichos combustibles.

La implementación de un sistema de bomba de calor asistida por energía solar tiene como finalidad reducir el consumo eléctrico ocasionado por equipos de calentamiento de agua eléctricos lo que permitirá disminuir la producción de energía eléctrica por quema de combustibles fósiles y a su vez reducir las emisiones de carbono emitidas al medio ambiente por medio de sistemas convencionales como calentadores de agua eléctricos o calentadores que funcionan con gas licuado de petróleo (GLP), ya que estos sistemas emiten altas cantidades de emisiones de carbono al ambiente, según Simbaña et al. [117] una ducha eléctrica de 5.5 kW consume 55 kW·h mensualmente, dando como producción anual un total de 230 kg de CO_2 y en el caso de utilizar GLP se tiene un consumo aproximado por hogar de 1065.6 kg de CO_2 [117], lo que se puede reducir a solo el consumo eléctrico del compresor si se implementa un sistema de bomba de calor como el propuesto en esta investigación.

La implementación del refrigerante R290, tiene como objetivo reducir la emisión de flúor ocasionada por refrigerantes tradicionales como el R12 y por ende aumentar el cuidado de la capa de ozono provocando menor cantidad de gases de invernadero ya que el refrigerante seleccionado posee ODP y GWP muy bajos. El refrigerante implementado tiene una duración en la atmósfera de 0.041 años, equivalente a aproximadamente 3 semanas, posee un ODP de 0 es decir no provoca daño a la capa de ozono y un GWP de 3 lo que quiere decir que su contribución a la emisión de gases de efecto de invernadero es mínima, a contrario del R12 que tiene valores de 1 y 8100 de ODP y GWP respectivamente, además su tiempo de vida en la atmósfera es de 130 años [121], lo que claramente indica que este refrigerante el cual es muy utilizado contribuye en alto grado a la emisión de gases de efecto invernadero y este es el principal motivo que actualmente

alternativas para su cambio y sucesión han sido investigadas y desarrolladas en gran número. Entre ellas también se encuentra el refrigerante R407C el mismo que posee 0 y 1774 de ODP y GWP, el cual sería una opción adecuada si se analiza sólo el daño a la capa de ozono, sin embargo, se refleja un valor aún muy alto en el GWP, lo que no tiene ningún sentido si se quiere disminuir la emisión de gases de efecto invernadero y disminuir el calentamiento global, además su tiempo de permanencia en la atmósfera es de 29 años lo que lo hace totalmente descartable. Por su parte el R410A tiene un ODP de 0 y un GWP de 2088, lo cual lleva al mismo análisis del refrigerante anterior, el R410A no causa daño a la capa de ozono, sin embargo, el refrigerante mencionado ocasiona un gran impacto negativo en la emisión de gases de invernadero, adicionalmente su tiempo de duración en la atmósfera es de 29 años, por ende, el refrigerante más adecuado para reducir contaminación ambiental y emisión de gases de invernadero es el R290.

Respecto a las emisiones de carbono provocadas por el sistema DX-SAHP propuesto, a continuación, se realiza el cálculo de dichas emisiones y la comparación con las emisiones provocadas por una ducha eléctrica.

Para una ducha eléctrica de 4000 W, utilizada una hora al día el consumo eléctrico mensual es:

$$Consumo_{DE} = \frac{4000\ W \cdot 1\ h \cdot 30\ días}{1000\ kW \cdot h}$$

$$Consumo_{DE} = 120\ \frac{kW \cdot h}{mes}$$

Según Simbaña et al. [117] el factor de CO_2 por cada unidad de electricidad disponible para el 2014 alcanzó un valor de 0.34326 kg de CO_2 por cada 1 kW·h, anualmente. Entonces la generación de CO_2 causada por una ducha al año es:

$$120\ \frac{kW \cdot h}{mes} \cdot \frac{0.34326\ kg\ de\ CO_2}{1\ kW \cdot h} \cdot 12\ meses = 494.3\ \ kg\ de\ CO_2$$

Para un prototipo como el presentado en este estudio, utilizándolo una hora al día, los treinta días del mes, el consumo eléctrico mensual es:

$$Consumo_{DX-SAHP} = \frac{198\ W \cdot 1\ h \cdot 30\ días}{1000\ kW \cdot h}$$

$$Consumo_{DX-SAHP} = 5.94 \ \frac{kW \cdot h}{mes}$$

Entonces la generación de emisiones de carbono es:

$$5.94 \ \frac{kW \cdot h}{mes} \cdot \frac{0.34326 \ kg \ de \ CO_2}{1 \ kW \cdot h} \cdot 12 \ meses = 24.46 \ \ kg \ de \ CO_2$$

Los resultados indican que mediante la aplicación de una DX-SAHP se obtiene una reducción del 95 % respecto a emisión de carbono.

Todo el análisis de la selección del refrigerante se fundamenta en la selección de alternativas presentada en el Capítulo 1 de esta investigación.

La implementación de una bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa con R290 como fluido de trabajo es una gran opción para reducir en alto grado las emisiones de carbono (95 % respecto a una ducha eléctrica tradicional y 97 % respecto a un tanque GLP) y a la vez reducir el consumo eléctrico implementándolas en residencias y/o domicilios de la ciudad de Quito, además posee el extra de no contribuir con el daño a la capa de ozono mediante el uso de un refrigerante ecológico con un buen rendimiento termodinámico.

3.11 Análisis económico

A continuación, se detalla el análisis económico correspondiente al equipo utilizado, se presenta los costos de los elementos y materiales requeridos para la construcción, modificación y ensamblaje de la bomba de calor asistida por energía solar.

3.11.1 Lista de equipos y materiales

El costo total de los equipos y suministros adquiridos para el funcionamiento de la bomba de calor fue de USD 4584,86. La Tabla 16 muestra los elementos y diferentes materiales necesarios para completar la construcción, modificación y ensamblaje de la bomba de calor.

Tabla 16. Descripción y costo de materiales y equipos.

Descripción	Cantidad	Precio unitario [USD]	Precio total [USD]
Placas Roll bond	1	970.25	970.25
Compresor Embraco EM2X 1121U 1/6 hp	1	780	780
Válvula de expansión electrónica Carel E2V Smart Unipolar	1	728	728
Estructura para colector	1	400	400
Controlador PID de temperaturas Full Gauge	5	36	180
Transformador 110 V a 24 V	1	120	120
Lata de refrigerante R290 de 420 g	1	20	20
Tanque acrílico transparente	1	220	220
Tuercas de bronce reforzadas 1/4”	34	5	170
Válvulas de 1/4” Danfoss	5	28	140
Tubería flexible de cobre para línea de alta 15 metros de 1/4”	1	130.35	130.35
Tubería flexible de cobre para línea de alta 15 metros de 3/16”	1	130.35	130.35
Manómetros de baja quality	2	36	72
Manómetros de alta quality	2	36	72
Cable flexible #12 negro	1	64	64
Filtro secador 1/4” conexión NTP	1	60.26	60.26
Rubatex	5	10.80	10.80
Sueldas	10	5	50
Válvulas de paso total de 1/4" Danfoss	1	48	48
Tee de 1/4" de bronce	5	3.77	18.85

3.11.2 Costo de la energía eléctrica para calentar agua residencial

En la ciudad de Quito una planilla de consumo mensual promedio de energía eléctrica en el sector urbano tiene un valor de USD 18.52 para un consumo eléctrico de 220 kW·h promedio [122]. Según el pliego tarifario impuesto por la Agencia Nacional de Regulación y Control de Electricidad a la Empresa Eléctrica Quito en el año 2016 [120], el consumo eléctrico promedio urbano de un hogar está entre 201-250 kW·h, lo que en conclusión da como resultado que 1 kW·h de consumo tenga un costo de USD 0.099.

3.12 Análisis comparativo de costos

3.12.1 Costo anual de la ducha eléctrica

Según el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable [123] el procedimiento para llevar a cabo el cálculo del consumo anual de un hogar normal que posee una ducha eléctrica, con potencia de 4000 W y es utilizada una hora al día cada, los treinta días del mes y los doce meses del año, entonces se tiene:

$$Consumo_{DE} = \frac{4000\ W \cdot 1\ h \cdot 30\ días}{1000\ kW \cdot h}$$

$$Consumo_{DE} = 120\ \frac{kW \cdot h}{mes}$$

Obteniendo un costo mensual de:

$$\text{Costo por mes}_{DE} = 120\ kW \cdot h \cdot 0.099\ USD = USD\ 11.88$$

Anualmente el consumo es:

$$\text{Costo por año}_{DE} = USD\ 142.56$$

3.12.2 Costo anual del sistema de bomba de calor asistida por energía solar

Para el calentamiento de agua sanitaria de uso residencial mediante energía solar y energía el eléctrica el consumo eléctrico de 1 kW·h tiene un costo de USD 0.0834, tarifa que es reducida gracias a la utilización de la energía térmica solar en el calentamiento del agua por lo que el compresor realiza menos trabajo y por ende su consumo eléctrico es menor.

En el caso de un sistema de bomba de calor asistida por energía solar de 198 W (valor máximo de consumo del compresor, tomado de las pruebas realizadas en el sistema de bomba de calor utilizado), y utilizándolo 60 minutos al día, durante 30 días al mes, se obtiene:

$$Consumo_{DX-SAHP} = \frac{198\ W \cdot 1\ h \cdot 30\ días}{1000\ kW \cdot h}$$

$$Consumo_{DX-SAHP} = 5.94\ \frac{kW \cdot h}{mes}$$

Obteniendo un costo mensual de:

$$\text{Costo por mes}_{DX-SAHP} = 5.94\ kW \cdot h \cdot 0.0834\ USD = USD\ 0.49$$

Anualmente el consumo es:

$$\text{Costo por año}_{DX-SAHP} = USD\ 5.94$$

Realizando una comparación simple entre el consumo anual utilizando duchas eléctricas y utilizando el sistema de bomba de calor asistida por energía solar, se tiene una diferencia de USD 136.62, lo que se traduce en ahorro para el hogar. En un periodo de 34 años se obtiene una ganancia USD 4645.08.

Ingresos: USD 4645.08

Egresos: USD 4611.86

3.13 Análisis Financiero

Se utilizarán criterios de evaluación de rentabilidad:

Valor Actual Neto (VAN): Este valor indica la rentabilidad que se generará en el proyecto y el mismo es aceptado cuando es mayor que cero y se calcula por la ecuación (36):

$$VAN = (-Inv_0) + \sum_{x=1}^{N} \frac{F}{(1+i)^x} \tag{36}$$

Donde:

Inv_0 : Inversión inicial.

N : Número de periodos.

F : Flujo neto calculado para cada periodo.

i : Tasa de interés de cada periodo.

x : Periodos.

Tasa Interna de Retorno (TIR): Es un instrumento para evaluar el rendimiento de una inversión en base a los fondos netos, siendo la tasa de interés más alta que un productor puede pagar sin perder dinero, esta tasa de descuenta hace que el VAN sea igual a cero y se calcula por la ecuación (37):

$$VAN = 0 = (-Inv_0) + \sum_{x=1}^{N} \frac{F}{(1+TIR)^x} \tag{37}$$

Periodo de recuperación (PR): es el plazo o período de capital (tiempo) que tarda en recuperarse la inversión inicial, se aplica la ecuación (38):

$$PR = \frac{|FA|}{FA_{+1}} + NA \tag{38}$$

Donde:

PR: Periodo de recuperación en años.

FA: Flujo acumulado de NA en dólares.

FA_{+1} : Flujo acumulado siguiente de NA en dólares.

NA: Número de años en donde se presentó flujo negativo.

Los resultados del análisis financiero son:

VAN : -2

TIR : -10 %

PR : 35 años

Al calcular los métodos de análisis económico, como es el valor actual neto (VAN), se corroboró que se obtuvo un valor negativo. Así mismo con la tasa interna de retorno (TIR), llevando a la decisión que el proyecto no es aceptable económicamente.

Al confirmar la no factibilidad del proyecto con las dos primeras herramientas de análisis económico, finalmente se procede con la tercera herramienta que trata del periodo de recuperación (PR). Lo ideal es que los años de recuperación de la inversión no deben ser muy alto o pasar del ciclo de vida útil, siendo el caso de un sistema o máquina. Como se observa con los resultados obtenidos se obtuvo un periodo de recuperación de 35 años, las razones por la que el proyecto demora tanto en recuperarse son las siguientes: el proyecto es un prototipo, por lo que la capacidad de calentamiento de agua es mucho menor a la de una ducha convencional, el objetivo del proyecto es reducir emisiones de carbono y la contaminación ambiental, mediante la aplicación de la energía solar y el refrigerante ecológico y no la de generar ahorro económico mediante el uso de energía solar envés de energía eléctrica.

CONCLUSIONES

- En el presente documento se ha desarrollado la investigación sobre un sistema de bomba de calor asistida por energía solar de expansión directa, se ha investigado las características y parámetros de funcionamiento de cada componente, además se realizó el estudio tanto de propiedades como de rendimiento y normativas de los refrigerantes propuestos. Mediante el aporte de investigaciones realizadas por Zhou et al. [8], Jie et al. [9], Fannou et al. [11], Devota et al. [14] y Joudi et al. [15], Fernández-Seara et al. [54], Chow et al. [55] y Kong et al. [87], entre otras, se que el sistema asistido por energía solar es el más apto a ser utilizado en calentamiento de agua sanitaria. De igual manera gracias a la contribución de estudios realizados por Tashtoush et al. [12], Harby [18], Choudhari & Sapali [96], Halimic et al. [119] y Maclaine-cross & Leonardi [121], entre otros, se estableció que el refrigerante más adecuado para reemplazar al R12 y reducir emisiones de carbono así como reducir la contaminación ambiental es el R290.
- Se diseñó el sistema de bomba de calor asistida por energía solar en base a las condiciones establecidas que son: capacidad del tanque de agua de 10 litros, el refrigerante seleccionado el R290, el compresor reciproco de 1/6 hp y una válvula de expansión electrónica. El diseño del colector-evaporador se basó en la investigación realizada por Simbaña et al. [117] al igual que la capacidad y dimensiones del condensador, y potencia del compresor.
- Se seleccionó el refrigerante R290 debido a su bajo ODP=0 y GWP=3, lo que indica que su contribución al daño de la capa de ozono es nula y su emisión de gases de efecto invernadero es mínima en comparación a los tres refrigerantes restantes R12, R410A y R407C los cuales poseen altos valores de ODP y GWP los mismos que contribuyen al impacto ambiental. El refrigerante R290 posee características termodinámicas óptimas como temperatura de ebullición de -42.1 °C la cual es muy baja al igual que la presión de vaporización que es de 207 kPa, lo que permite no tener presiones y temperaturas demasiado altas en el compresor al momento de calentar el agua. Se seleccionó un compresor Embraco EMX1121U para R290 de 1/6 hp ya que la carga a calentar son 10 litros de agua contenidos en un recipiente de acrílico. La válvula de expansión seleccionada fue una válvula de tipo electrónica marca Carel modelo E2V SMART UNIPOLAR , en la cual se puede setear distintos refrigerantes entre ellos el R290, la misma que brinda un control más preciso del paso de refrigerante al evaporador y una

prescisión mayor al expandir el líquido refrigerante, lo que influye en la eficiencia del sistema.

- Mediante la realización y análisis de resultados de las pruebas realizadas con el equipo y elementos seleccionados se obtuvieron valores de COP ideal y de COP real, entre los cuales destacan en un día con lluvia y una radiación media de 392.58 $W \cdot m^{-2}$, teniendo un promedio de temperatura ambiente de 16.87 °C el equipo puede demorar hasta 60 minutos en calentar el agua hasta la temperatura mencionada y de igual forma en la noche, por otra parte en días despejados con una radiación promedio de 422.35 $W \cdot m^{-2}$ y una temperatura ambiente de 14.26 °C el equipo demoró 40 minutos en alcanzar la temperatura de 45 °C. La eficiencia del sistema con asistencia solar estuvo en un rango óptimo obteniendo valores para COP entre 4 y 6.1, dándose los valores más altos en horas de la mañana entre las 11 y 12:00, en pruebas realizadas en la tarde se alcanzaron valores entre 4 y 5.5, siendo el segundo valor elevado ya que cuando la máquina es encendida en los primeros minutos sus valores de COP aumentan demasiado debido a que el compresor sufre un aumento en su consumo debido al arranque, adicionalmente el sistema cumple con la siguiente condición $COP_{rev}<COP$.
- Mediante la realización del análisis económico ambiental se confirma que el sistema propuesto es capaz de reducir en un 95 % las emisiones de gases de efecto invernadero en comparación a una ducha eléctrica común, así como el daño a la capa de ozono gracias al refrigerante seleccionado, además de contribuir en la disminución del consumo eléctrico y emisiones de CO_2 y tep, ya que solo se necesita energía eléctrica para el compresor debido a que la energía calorífica se adquiere a través de la radiación solar y el colector evaporador. El análisis económico muestra que el proyecto se devengará en aproximadamente 35 años, ya que el equipo es un prototipo y tiene como fin el beneficio medio ambiental y no económico, por lo que se busca reducir contaminación y emisión de gases de efecto invernadero.

RECOMENDACIONES

- Se debe tener precaución al momento de trabajar con el refrigerante R290 ya que es catalogado como inflamable, conviene evitar movimientos bruscos al momento de su transporte, no es aconsejable que los recipientes que contienen este refrigerante sean almacenados a más de 50 °C y sin ventilación, se lo debe mantener alejado de fuentes de calor, chispas, superficies calientes y llamas abiertas. Adicionalmente cuando se carga este refrigerante no se debe exceder los 150 gr lo que reduce el riesgo de inflamabilidad en el sistema si existiese alguna fuga de refrigerante.
- El sistema no debe exceder los 2065 kPa en la salida del compresor, ya que puede ocasionar problemas como daños en el mismo. De igual manera la presión de baja no tiene que exceder los 830 kPa, por otra parte la temperatura del compresor no ha de exceder los 65 ° C debido al refrigerante seleccionado y el amperaje en el compresor no debe ser mayor a 2.5 A.
- Para encender la máquina, revisar que no existan fugas y así evitar caídas de presión, el tanque del condensador tiene que estar lleno de agua, de no estarlo, el refrigerante no se condensaría y podría llegar gas a la válvula de expansión.
- Constatar el correcto funcionamiento de los equipos de medición como son manómetros y controladores de temperatura PID tanto del refrigerante como del agua.
- Es importante realizar un correcto aislamiento de las tuberías, sondas medidoras de temperatura y del sistema en general, para evitar falsas lecturas de datos y pérdidas de calor.
- Es aconsejable realizar mantenimiento preventivo al equipo ya que este mejora y aumenta la vida útil del mismo, se debe cambiar el filtro cada seis meses, cargar el refrigerante una vez al año y previo a la carga efectuar barrido de la tubería con nitrógeno y posteriormente un vaciado del sistema.

Referencias

[1] A. Hepbasli and Y. Kalinci, "A review of heat pump water heating systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* no. 13, pp. 1211-1229, 2009.

[2] K. M. Michael Beck and W. Arlt, "Storing surplus solar energy in low temperature thermal storage forrefrigeration applications," *Energy and Buildings,* no. 122, pp. 192-198, 2016.

[3] X.-l. Liu, "China CO2 control strategy under the low-carbon economy," *Procedia Engineering,* no. 37, pp. 281-286, 2012.

[4] Z. Zoundi, "CO2 emissions, renewable energy and the Environmental Kuznets Curve, a panel cointegration approach," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* no. 72, pp. 1067-1075, 2017.

[5] S. Nižetić, A. Papadopoulos, G. Tina and M. Rosa-Clot, "Hybrid energy scenarios for residential applications based on the heat pump split air-conditioning units for operation in the Mediterranean climate conditions," *Energy and Buildings,* no. 140, pp. 110-120, 2017.

[6] S. Chaturvedi, V. Gagrani and T. Abdel-Salam, "Solar-assisted heat pump – A sustainable system for low-temperature water heating applications," *Energy Conversion and Management,* no. 77, pp. 550-557, 2014.

[7] L. Paradeshi, M. Srinivas and S. Jayaraj, "Parametric studies of a Simple Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump Operating in a Hot and Humid Environment," *Energy Procedia,* no. 90, pp. 635-644, 2016.

[8] J. Zhou, X. Zhao, X. Ma, Z. Qiu, J. Ji, Z. Du and M. Yu, "Experimental investigation of a sollar driven direct-expansion heat pump system employing the novel PV/ micro-channels modules," *Applied Energy,* no. 178, pp. 484-495, 2016.

[9] J. Jie, L. Keliang , C. Tin-tai, P. Gang, H. Wei and H. Hanfeng, "Performance analysis of a photovoltaic heat pump," *Appied Energy,* no. 85, pp. 680-693, 2008.

[10] L. Keliang , J. Jie, C. Tin-Tai, P. Gang, H. Hanfeng, J. Aiguo and Y. Jichun , "Performance study of a photovoltaic solar assisted heat pump with variable-frequency compressor- A case study in Tibet," *Renewable Energy,* vol. XII, no. 34, pp. 2680-2687, 2009.

[11] J. Fannou, C. Rousse, L. Lamarche and S. Kajl, "A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22," *Applied Thermal Engineering*, no. 82, pp. 306-317, 09 03 2015.

[12] B. Tashtoush , M. Tahat and M. Shudeifat, "Experimental study of new refrigerant mixtures to replace R12 in domestic refrigerators," *Applied Thermal Engineering*, no. 22, pp. 495-506, 2002.

[13] S. Kasera and S. C. Bhaduri Prof., "Performance of R407C as an Alternate to R22: A Review," *Energy Procedia*, vol. 109, pp. 4-10, 2017.

[14] S. Devotta, A. Waghmare, N. Sawant and B. Domkundwar, "Alternatives to HCFC-22 for air conditioners," *Applied Thermal Engineering*, vol. XXI, no. 6, pp. 703-715, 2001.

[15] K. Joudi and Q. Al-Amir, "Experimental Assessment of residential split type air-conditioning systems using alternative refrigerants," *Energy Conversion and Management*, no. 86, pp. 496-506, 2014.

[16] "Performance evaluation of R22 and R407C in a vapour compression plant," *Applied Thermal Engineering*, no. 23, pp. 215-227, 2003.

[17] Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, "Emisiones de gases invernaderos," [Online]. Available: http://www.sectoresestrategicos.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2017/04/BALANCE-ENERGETICO-2016-PARTE-2.pdf.

[18] 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, 06 02 2017.

[19] B. BIRF-AIF, "Población,total," Grupo Banco Mundial, 2017. [Online]. Available: http://datos.bancomundial.org/indicador/SP.POP.TOTL?end=2015&start=1990.

[20] I. E. Agency, "Statistics," 2017, [Online]. Available: https://www.iea.org/statistics/statisticssearch/report/?country=AFRICA&product=indicators&year=2014.

[21] PopulationPyramid, "Piramides de población del mundo desde 1950 a 2100," 2015. [Online]. Available:

http://www.populationpyramid.net/es/ocean%C3%ADa/2015/.

[22] W. Youseff, Y. T. Ge and S. A. Tassou, "Effects of latent heat storage and controls on stability and performance of a solar assisted heat pump system for domestic hot water production," *Solar Energy,* vol. 150, pp. 394-407, 03 05 2017.

[23] Datosmacro, "Emisiones de CO2," [Online]. Available: http://www.datosmacro.com/energia-y-medio-ambiente/emisiones-co2?anio=2015.

[24] Indexmundi, "Cuadros de datos históricos anuales," 01 01 2015. [Online]. Available: https://www.indexmundi.com/g/g.aspx?v=21&c=xx&l=es. [Accessed 21 06 2018].

[25] L. Wenjian, X. Ding and W. Chang, "Model-based optimization for vapor compression refrigeration cycle," *Energy,* vol. 55, pp. 392-404, 2013.

[26] X. Yin, S. Li and W. Cai, "Enhanced-Efficiency Operating Variables Selection for Vapor Compression Refrigeration Cycle System," *Computers and Chemical Engineering,* vol. 80, pp. 1-14, 2015.

[27] R. Mastrullo and C. Renno, "A thermoeconomic model of a photovoltaic heat pump," *Apllied Thermal Engineering,* vol. 30, pp. 1959-1966, 2010.

[28] C. Park, H. Lee, Y. Hwang and R. Radermacher, "Recent advantages in vapor compression cycle technologies," *International Journal of Refrigeration,* no. 60, pp. 118-134, 2015.

[29] R. Radermacher and Y. Hwang, Vapor compression heat pumps with mixture refrigerants, Boca Raton: Taylor and Francis, 2005.

[30] D. Q. K., Procesos de transferencia de calor, México: Grupo Editorial Patria S.A. DE C.V, 2008.

[31] O. Jaramillo, "CIE," 20 11 2007. [Online]. Available: http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/node14.html. [Accessed 13 5 2017].

[32] Y. A. Çengel, Transferencia de calor y masa, México: MC Graw Hill, 2007.

[33] B. Karlekar, Transferencia de calor, México D.F.: Nueva Editorial Interamericana, 1985.

[34] E. Villaroel, "blogspot.com," [Online]. Available:

http://transfdecalor.blogspot.com/2015/12/intercambiadores-de-calor.html. [Accessed 13 2 2018].

[35] Pi-Dir, "pi-dir.com," [Online]. Available: http://pi-dir.com/calor/transferencia_de_calor_07_intercambiadores.htm. [Accessed 24 1 2018].

[36] R. J. Dossat, Principios de refrigeración, México D.F.: Compañia Editorial Continental , S.A. de C.V., 2007.

[37] W.-l. Cheng, M. Ding, X.-d. Yuan and B.-C. Han, "Analysis of energy saving performance for household refrigerator with thermal storage of condenser and evaporator," *Energy Conversion and Management,* no. 132, pp. 180-188, 2017.

[38] E. Cerit and L. Erbay, "Investigation of the effect of rollbond evaporator design on the performance of direct expansion heat pump experimentally," *Energy Conversion and Management,* vol. 72, pp. 163-170, 2013.

[39] O. Behar, A. Khellaf and K. M., "A novel parabolic trough solar collector model – Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES)," *Energy Conversion and Management,* no. 106, pp. 268-281, 2015.

[40] H. Madani, J. Claesson and P. Lundqvist, "Capacity control in ground source heat pump systems part II:Comparative analysis between on/off controlled and variable capacity systems," *International journal of refrigeration,* no. 34, pp. 1934-1942, 2011.

[41] J. Ji, H. He , T. Chow, G. Pei, W. He and K. Liu, "Distributed dynamic modeling and experimental study of PV evaporator in a PV/T solar-assisted heat pump," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* no. 52, pp. 1365-1373, 2009.

[42] X. Sun, Y. Wu, Y. Dai and R. Wang, "Experimental study on roll-bond collector/evaporator with optimized channel used in direct expansion solar assisted heat pump water heating system," *Applied Thermal Engineering,* no. 66, pp. 571-579, 2014.

[43] Tu Aire Acondicionado, "tuaireacondicionado.net," 2017. [Online]. Available: http://tuaireacondicionado.net/el-evaporador-tipos-y-caracteristicas/. [Accessed 9 6 2017].

[44] J. A. Mendoza Ipanaque, "slideshare," 24 enero 2017. [Online]. Available: https://www.slideshare.net/josealfredomendozaipanaque/evaporadores-71310764.

[Accessed 9 6 2017].

[45] C. G. Valiente, "frigoristas.wordpress," [Online]. Available: https://frigoristas.wordpress.com/evaporadores/. [Accessed 9 6 2017].

[46] Lintern, "Evaporator and condenser coils," [Online]. Available: http://www.lintern.com/technology/evaporator-and-condenser-coils/. [Accessed 9 6 2017].

[47] SIMEC, "blog.simec," 3 septiembre 2014. [Online]. Available: http://www.blog.simec.biz/evaporadoresen-refrigeracion-parte-ix/. [Accessed 9 6 2017].

[48] H. Charun, T. Bohdal and M. Czapp, "Experimental investigation of the condensation of R134a and R404A refrigerants in a long, water-cooled, serpentine coils," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* no. 67, pp. 602-612, 2013.

[49] N. Essalhi , A. Fguiri, C. Marvillet and M. Jeday, "Design of helical coil condenser of small-capacity Water/Lithium Bromide absorption cooling machine," *International Journal of Hydrogen Energy,* vol. XII, no. 42, pp. 8888-88897, 2017.

[50] S. MR., "Heat transfer characteristics of a temperature-dependent-property fluid in shell and coiled tube heat exchangers," *International Communications in Heat and Mass Transfer,* no. 35, pp. 1190-1195, 2008.

[51] M. Zhu, H. Xie, B. Zhang and X. Guan, "The Characteristics of the Evaporator/Evaporator for Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump System," *Journal of Power and Energy Engineering,* no. 1, pp. 73-76, 2013.

[52] Y. Li, R. Wang, J. Wu and Y. Xu, "Experimental performance analysis and optimization of a directexpansion solar-assisted heat pump water heater," *Energy,* no. 32, pp. 1361-1374, 2007.

[53] X. Kong, Y. Li and Y. Yang, "Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A," *International Journal of Refrigeration,* 2017.

[54] J. Fernández-Seara, C. Piñeiro, J. Dopazo, F. Fernandes and P. Sousa, "Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions,"

Energy Conversion and Management, no. 59, pp. 1-8, 2012.

[55] T. Chow, G. Pei, K. Fong, Z. Lin, A. Chan and M. He, "Modeling and application of direct-expansion solar-assistedheat pump for water heating in subtropical Hong Kong," *Applied Energy,* no. 87, pp. 643-649, 2010.

[56] L. Yang, L.-X. Zhao, C.-L. Zhang and B. Gu, "Loss-efficiency model of single and variable-speed," *International Journal of Refrigeration,* no. 32, pp. 1423-1432, 2009.

[57] O. Ekren, S. Celik, B. Noble and R. Krauss, "Performance evaluation of a variable speed DC compressor," *International Journal of Refrigeration,* vol. 33, pp. 1161-1168, 2012.

[58] Y. C. Park, "Transient analysis of a variable speed rotary compressor," *Energy Conversion and Management,* no. 51, pp. 277-287, 2010.

[59] H. Madani, J. Claesson and P. Lundqvist, "Capacity control in ground source heat pump systems part II:Comparative analysis between on/off controlled and variable capacity systems," *International Journal of Refrigeration,* vol. 34, pp. 1934-1942, 2011.

[60] S. Kasera and S. Bhaduri, "Performance assessment of a direct expansion air conditioner working with R407C as an R22 alternative," *Applied Thermal Engineering,* no. 30, pp. 127-133, 2010.

[61] R.S.Adhikari, N.Aste, M.Manfren and D.Marini, "Energy Savings through Variable Speed Compressor Heat," *Energy Procedia,* no. 14, pp. 1337-1342, 2012.

[62] K. Liang , "A review of linear compressors for refrigeration," *International Journal of Refrigeration,* 2017.

[63] E. Pereira and C. Deschamps, "A heat transfer correlation for the suction and compression chambers of scroll compressors," *International Journal of Refrigeration,* vol. 82, pp. 325-334, 2017.

[64] X. Wang, Y. Hwang and R. Radermacher, "Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant," *International Journal of Refrigeration,* no. 32, pp. 1442-1451, 2009.

[65] L. Vega, "MundoHVACR," [Online]. Available: https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/04/el-compresor-scroll-sinonimo-de-eficiencia-y-de-ahorro-energetico-en-sistemas-hvacr/. [Accessed 19 12 2017].

[66] M. Farzaneh-Gord and H. Koshnazar, "Valve fault detection for single-stage reciprocating compressors," *Journal of Natural Gas Science and Engineering,* 2016.

[67] F. Pedro. [Online]. Available: http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/compresores-y-ventiladores.pdf.

[68] R. Mastrullo and C. Renno, "A thermoeconomic model of a photovoltaic heat pump," *Applied Thermal Engineering,* no. 30, pp. 1959-1966, 2010.

[69] W. Deng and J. Yu, "Simulation analysis on dynamic performance of a combined solar/air dual source heat pump water heater," *Energy Conversion and Management,* no. 120, pp. 378-387, 2016.

[70] B. Saleh and A. Aly, "Artificial neural network models for depicting," *International Journal of Refrigeration,* no. 63, pp. 113-124, 2016.

[71] X. Cao, Z.-Y. Li, L.-L. Shao and C.-L. Zhang, "Refrigerant flow through electronic expansion valve: Experiment and neural network modeling," *Applied Thermal Engineering,* no. 96, pp. 210-218, 2016.

[72] T. Dantas, I. Franco , A. Fileti and F. Silva, "Dynamic linear modeling of a refrigeration process with electronic expansion valve actuator," *International Journal of Refrigeration,* 2017.

[73] X. Cao, Y.-L. Li, L.-L. Shao and C.-L. Zhang , "Refrigerant flow through electronic expansion valve: Experiment and neural network modeling," *Applied Thermal Engineering,* no. 92, pp. 210-218, 2016.

[74] C. Aprea and R. Mastrullo, "Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C," *Applied Thermal Engineering,* no. 2, pp. 205-218, 2002.

[75] A. A. Garay, "Cero grados," [Online]. Available: https://www.0grados.com/aplicacion-y-ajuste-de-las-valvulas-de-expansion-termostatica/.

[76] K. Hoon Kim and O. Perez-Blanco, "Performance Analysis of a Combined Organic Rankine Cycle and Vapor Compression Cycle for Power and Refrigeration Cogeneration," *Applied Thermal Engineering,* 2015.

[77] G. Hundy , A. Trott and T. Welch, Refrigeration air conditioning head pumps, Oxford: Elsevier Ltd., 2016, p. 3.

[78] R. Miller and M. R. Miller, Air conditioning and refrigeration, MC Graw Hill, 2006, p. 56.

[79] R. Ibsaine, J.-M. Joffroy and P. Stouffs, "Modelling of a new thermal compressor for supercritical CO2 heat," *Energy,* no. 30, pp. 1-10, 2016.

[80] Y. A. Cengel and M. A.Boles, Termodinámica, Séptima ed., México D.F.: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. DE C.V., 2012, p. 619.

[81] K. Wark Jr. and D. E. Richards, Termodinámica, Sexta edición ed., Madrid: McGraw-Hill/Interamericana de España, 2001, pp. 883-884.

[82] M. Abdul, S. Mat and K. Sopian, "Technology Review of Solar Assisted Heat Pump System for Hot Water Production," *Renewable Energy and Environmental Informatics.*

[83] R. Monasterio Larrinaga, P. Hernández Martín and J. Saiz Hernández, "La bomba de calor fundamentos, tecnicas y aplicaciones," Madrid, McGraw-Hill/Interamericana de España, 1992, p. 29.

[84] Combutec, "Bombas de calor: Tipos y clasificaciones," 2017. [Online]. Available: http://combustion-tecnologica-del-gas-2010.com/bombas-calor-tipos-aplicaciones/. [Accessed 01 07 2018].

[85] J. Cai, J. Ji, Y. Wang and W. Huang, "Numerical simulation and experimental validation of indirect expansion solar-assisted multi-functional heat pump," *Elsevier,* vol. 93, 2016.

[86] Z. Wang, P. Guo, H. Zhang, W. Yang and S. Mei, "Comprehensive review on the development of SAHP for domestic hot water," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* no. 72, pp. 871-881, 2017.

[87] X. Kong, D. Zhang, Y. Li and Q. Yang, "Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater," *Energy,* no. 36, pp. 6830-6838, 2011.

[88] R. Ciconkov, "Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions," *International Journal of Refrigeration,* vol. 86, pp. 441-448, 2018.

[89] Indubel, "Refrigerantes," [Online]. Available: http://www.indubel.com.ar/pdf/gases/refrigerantes.pdf. [Accessed 05 12 2017].

[90] B. J. Cardoso, F. B. Lamas, A. R. Gaspar and J. B. Ribeiro, "Refrigerants used in

the Portuguese food industry: Current status," *International Journal of Refrigeration,* vol. 83, pp. 60-74, 2017.

[91] Dupont, "Our company," 27 06 2018. [Online]. Available: http://www.dupont.com/. [Accessed 23 11 2017].

[92] I. G. Yanez, "El Standard 34 de ASHRAE, Nomenclatura de los Gases Refrigerantes," Mundo HVAC&R, [Online]. Available: https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/01/el-standard-34-de-ashrae-nomenclatura-de-los-gases-refrigerantes/.

[93] M. Fatouh, T. A. Ibrahim and A. Mostafa, "Performance assessment of a direct expansion air conditioner working with R407C as an R22 alternative," *Applied Thermal Engineering,* vol. 30, pp. 127-133, 26 07 2009.

[94] V. Havelský, "Investigation of refrigerating system with R12 refrigerant replacements," *Applied Thermal Engineering,* vol. 20, pp. 133-140, 2000.

[95] Y. Ge and R. Cropper, "Air-cooled condensers in retail systems using R22 and R404A refrigerants," *elsevier.*

[96] C. Choudari and S. Sapali, "Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems," *Energy Procedia,* no. 109, pp. 346-352, 2017.

[97] Danfoss, "Hidrocarburos," [Online]. Available: http://refrigerationandairconditioning.danfoss.mx/refrigerants/hydrocarbons/#/.

[98] S. Gas-Servei, "gas-servei.com," [Online]. Available: https://www.gas-servei.com/es/fluidos/refrigerantes-hc/r-290--propano-. [Accessed 5 2 2018].

[99] ACAIRE, Refrigerantes de Hidrocarburos, Bogotá: ACAIRE, 2008.

[100] J. P. Plazas Monroy, *Los refrigerantes y el medio ambiente,* Barcelona, 2012, pp. 39-56.

[101] J. M. Kalm, "La próxima generación de refrigerantes," 2007. [Online]. Available: http://jamesmcalm.com/pubs/Calm%20JM,%20The%20Next%20Generation%20of%20Refrigerants%20(in%20Spanish),%20ACR-Latinoamerica,%202008-2009.pdf.

[102] Gasservei, "R290 (Propano)," [Online]. Available: https://www.gas-servei.com/images/Ficha-tecnica-R290.pdf. [Accessed 03 04 2018].

[103] Gasservei, "Ficha técnica R290," [Online]. Available: https://www.gas-servei.com/images/Ficha-tecnica-R290.pdf. [Accessed 01 05 2018].

[104] Danfoss, "Aplicaciones prácticas del refrigerante R290 propano en sistemas herméticos pequeños," 08 2001. [Online]. Available: https://salvadorcobo.files.wordpress.com/2011/07/apicaciones202020propano202020r-2902020danfooss.pdf. [Accessed 03 04 2018].

[105] M. Carburos , "Tabla aplicaciones-producto," 2018. [Online]. Available: www.refrigerantes.mobi/aplicaciones.php. [Accessed 18 7 2018].

[106] INEN, " Artefactos de uso doméstico para producción de frío," 9 5 2016. [Online]. Available: http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2013/11/rte_009.pdf.

[107] "Universidad Nacional de Cuyo," 2014. [Online]. Available: http://fing.uncu.edu.ar/catedras/termodinamica/2016/practicos_2016/Guia%20rapida%20EES%20-%20Termodinamica_2014.pdf. [Accessed 9 6 2017].

[108] Scilab, "scilab.org," [Online]. Available: https://www.scilab.org/scilab/about.

[109] Z. Sun, Y. Liang, S. Liu, W. Ji, R. Zang, R. Liang and Z. Guo, "Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A," *Applied Energy*, no. 184, pp. 19-25, 2016.

[110] S. Kalogirou, Solar Energy Engineering Processes and Systems, Oxford: Elsevier, 2014.

[111] Y. Li, M. Liu and J. Lau, "Development of a variable speed compressor power model for single-stage packaged DX rooftop units," *Applied Thermal Engineering*, no. 78, pp. 110-117, 2015.

[112] M. Qu, J. Chen, L. Nie, F. Li, Q. Yu and T. Wang, "Experimental study on the operating characteristics of a novel photovoltaic/thermal integrated dual-source heat pump water heating system," *Applied Thermal Engineering*, no. 94, pp. 819-826, 2016.

[113] P. Malali, S. Chaturvedi and T. Abdel-Salam, "An approximate method for prediction of thermal performance of direct expansion-solar assisted heat pump (DX-SAHP) systems for water heating applications," *Energy Conversion and Management*, no. 127, pp. 416-423, 2016.

[114] I. Dincer and M. Rosen, Exergy Analysis of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning, Amsterdam: Elsevier Inc., 2015.

[115] Y. Cheng and J. Yu, "Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector compression heat pump cycle for water heater," *Solar Energy,* no. 142, pp. 299-307, 2017.

[116] F. Jafarkazemi and E. Ahmadifard, "Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors," *Renewable Energy,* no. 56, pp. 55-63, 2013.

[117] A. Simbaña, V. Toaquiza and W. Quitiaquez, "Diseño y construcción de una boma de calor asistida por energía solar utilizada para el calentamiento de agua con una capacidad de 60l/dia," Enero 2018. [Online]. Available: http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/14974. [Accessed 7 Junio 2018].

[118] T. Cutic, J. Pasanec, J. Baleta , T. Curko and V. Soldo, "Mobile Solar Assisted Heat Pump with Direct Expansion," 2012. [Online]. Available: http://repozitorij.fsb.hr/7250/1/2012.005.pdf. [Accessed 18 7 2018].

[119] E. Halimic, D. Ross, B. Agnew, A. Anderson and I. Potts, "A comparison of the operating performance of alternative refrigerants," *Applied Thermal Engineering,* no. 23, pp. 1441-1451, 2003.

[120] A. d. R. y. C. d. Electricidad, "Regulación Eléctrica," 2016. [Online]. Available: http://www.regulacionelectrica.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2018/01/2018-01-11-Pliego-y-Cargos-Tarifarios-del-SPEE-20182.pdf. [Accessed 7 7 2018].

[121] I. Maclaine-cross and E. Leonardi, "Comparative Performance of Hydrocarbon Refrigerants," *School of Mechanical and Manufacturing Engineering The University of New South Wales.*

[122] INEC, "Instituto Nacional de Estadística y Censos," Junio 2012. [Online]. Available: http://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Encuestas_Ambientales/Ambientales2012junio/Presentacio_Junio%202012.pdf. [Accessed 7 7 2018].

[123] Centrosur, "Ministerio de electricidad y energía renovable," 2017. [Online]. Available: http://www.centrosur.gob.ec/calcular-consumo. [Accessed 7 7 2018].

Anexos

Anexo 1. Manual de operación

- Verificar que el condensador se encuentre lleno de agua y que no exista fugas en tubería verificando la presión de alta y de baja.

Figura A. 1. Condensador lleno de agua antes de realizar una prueba.

- Conectar el sistema a un tomacorriente de 110 V.
- Encender primero el sistema eléctrico (botón sistema eléctrico).
- Esperar a que los controladores se enciendan y verificar que los manómetros tanto de baja y de alta estén entre los rangos de trabajo (100-250 psi) alta, (25 a 70 psi) alta.

Figura A. 2. Controladores PID de temperaturas y maómetros de alta y baja presión.

- Encender el compresor e inmediatamente verificar y anotar la temperatura inicial del agua.
- Conforme el tiempo avanza, verificar y anotar la temperatura del agua, al igual que las temperaturas indicadas en los controladores y las presiones de los manómetros de alta y de baja.
- Cuando la temperatura del agua llegue a 45 °C, apagar primero el compresor seguido del sistema eléctrico.
- Cambiar de agua, para realizar otra prueba.

Anexo 2. Manual de mantenimiento

Se recomienda un mantenimiento preventivo dos veces al año para mantener en un correcto funcionamiento al sistema propuesto [117], las actividades que se incluye son:

- Vaciado del sistema
- Verificar soldadura entre tubería y placa colectora.

Figura A. 3. Soldadura de tubería de cobre y placa colectora de aluminio.

- Cambio de filtro, primero cerrar válvulas de paso de gas.

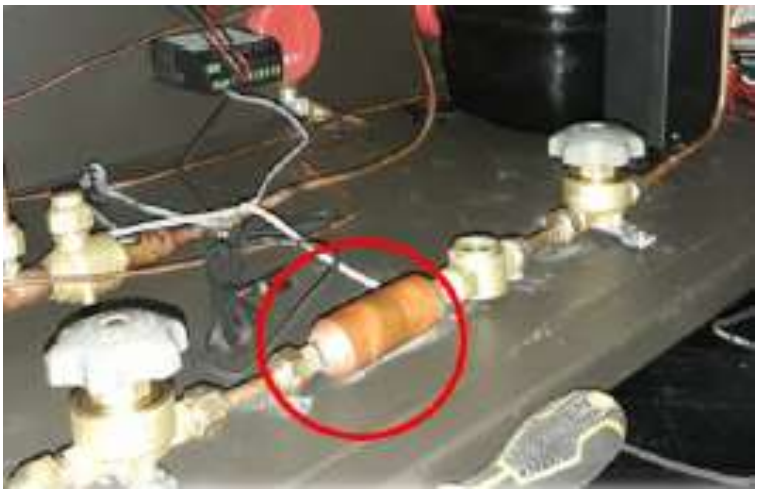


Figura A. 4. Filtro del sistema DX-SAHP.

- Carga de gas, realizarla una vez al año, teniendo en cuenta todas las recomendaciones que conlleva el gas R290, las mismas que se detallán en los documentos presentados por Danfoss [104] y Embraco [124].

- Verificar la no presencia de fugas en toda la tubería antes de realizar cualquier prueba, comprobando las presiones de los manómetros de alta y baja, si existe fuga de gas en el sistema, se deberá realizar un vaciado y posteriormente carga de gas, con las consideraciones mencionadas en el punto anterior.

Figura A. 5. Fisura de tubería de cobre.

- Calibrar el sistema.
- Limpieza de todos los componentes, en especial de la placa colectora después de realizar una prueba, evitar que el agua moje los circuitos eléctricos.

Anexo 3. Plano

Anexo 4. Datos obtenidos en el Test 1.

	Baja				Alta				T. Agua	T. Placa	T. Amb.
	Gas		Líquido		Gas		Líquido				
HORA	T [°C]	Presión [psi]	Temp. [°C]	Presión [psi]	T [°C]	Presión [psi]	T [°C]	Presión [psi]	[°C]	[°C]	[°C]
09:05	-8.6	26	-10.6	32	44.8	140	28	125	23.1	-6,3	13.5
09:10	-2.4	30	-7.4	36	49	150	31.8	140	27.6	-8,9	13.7
09:15	-2.7	34	-5.2	40	52.7	170	34.6	150	30	-10,3	13.9
09:20	2	38	-2.3	45	55.3	185	37.5	165	34	-11,2	14.1
09:25	-5.6	35	-5.1	41	57.6	190	40.4	180	37	-9,5	14.5
09:30	-2.7	35	-5.4	42	59.7	210	43	195	39.8	-11,2	14.6
09:35	-0.5	36	-5	43	62.5	225	45.9	210	42.3	-10,5	14.8
09:40	1	39	-3.6	41	65.3	240	48.5	225	45	-5,2	14.9
10:55	5.3	40	-2.6	48	56.4	160	32.4	145	26.6	-7,4	15.6
11:00	11.1	50	2.4	60	58.7	180	35.5	165	31.4	-21,8	17.8
11:05	7.1	49	1.9	59	59	190	38.2	170	34.7	-14,5	17.6
11:10	-0.5	42	-3	49	61	205	41.7	190	38	1,3	17.2
11:15	0.2	41	-3.1	49	63.1	220	44.4	205	40.5	8,6	16.9
11:20	3	40	-3	49	65.9	225	47.1	210	44	7,1	16.6
11:22	3.4	44	-2.1	51	66.9	245	48.3	225	45	7	16.4
11:45	1.4	38	3.5	44	50.3	145	27.9	130	21.5	5,3	16.5
11:50	-4.3	31	-8.1	38	56.1	155	32.3	140	25.7	-5.6	16.5
11:55	-2.4	34	-6.9	41	57	170	34.8	155	30.2	-9.8	16.6
12:00	-1.7	35	-6.5	42	59.8	180	38.4	170	33.5	-12.1	17
12:05	0.1	37	-5.1	44	61.9	200	40.2	185	36.4	-14.5	17.5

Datos obtenidos en el Test 1. (Continuación)

12:10	0.2	38	-5.4	45	64	215	43.1	200	39.2	-4.5	17.5
12:15	1.1	39	-5.1	46	66	225	46.1	215	42.2	3.2	17.3
12:20	0.1	39	-5.3	46	67.2	240	48.1	225	44.3	3.9	17.5
12:21	-1.4	38	-5.7	44	67.6	245	48.7	230	45	1.3	17.5
16:35	-0.1	35	-5.3	42	47.3	150	29.4	135	24.8	-4.3	16.4
16:40	-5.2	35	-6.8	42	50.2	165	32.3	150	27.2	-4.8	16.5
16:45	-2.2	37	-5.4	43	51.7	180	35.4	165	30.9	-5.6	16.3
16:50	-7	36	-6.5	42	54	190	38	175	33.7	-4.2	16.6
16:55	-3.6	37	-6.1	43	56.4	205	41	190	36.9	-5.1	16.6
17:00	-5.2	35	-7	42	58.6	215	43.5	205	39.6	-6.2	16.2
17:05	-4.9	35	-7.6	40	60.9	230	45.8	215	42.1	-4.1	16.2
17:10	-4.6	34	-7.8	40	62.4	240	47.7	225	45	-5.1	16
18:35	-17	16	-18.7	25	49.4	130	27	125	22.1	-10.8	14
18:40	-16.1	17	-18.2	20	51.6	145	29.7	135	24.5	-11.6	13.7
18:45	-10.7	23	-18.9	27	52.1	155	31.6	145	26.7	-10.7	13.3
18:50	-13.3	21	-20.1	25	54	162.5	33.6	154	29	-4.2	12.4
18:55	-17.8	15	-22.4	18	55	167.5	35.4	160	31.1	-9.4	12.4
19:00	-15.1	19	-17.8	22	56.4	185	37.4	175	33.2	-9.6	12.3
19:05	-15.3	21	-19.3	25	57.6	190	39.1	180	34.8	-11.7	12.2
19:10	-11.4	24	-18.1	28	59.2	200	41	190	36.9	-12.2	12.2
19:15	-14.1	19	-19.5	22	60.9	205	42.8	195	38.8	-15	12.2
19:20	-15.1	22	-17.2	26	62.2	215	44.4	209	40.5	-15.3	12.2
19:25	-11.1	25	-16.9	29	62.5	225	46	215	42.2	-14.7	12.1
19:30	-15	19	-19.2	23	64.1	230	47.4	220	45	-13.5	12.1

Anexo 5. Datos climáticos Test 1.

HORA	Radiación Solar	Veloc. viento [m/s]	COP i	COP	Q c-e [W]	Q_{cond} [W]	Potencia [W]	Radiaciones			
								Extraterrestre $[W/m^2]$	Difusa $[W/m^2]$	Atmosf. $[W/m^2]$	Global $[W/m^2]$
09:05	397.9	0	4.49	5.55	50.4	711.6	149.5	840.3109	69.6325	291.1147	335.366
09:10	542.1	0	4.611	5.76	60.9	627.9	156	859.1463	94.8675	292.3362	459.866
09:15	523.1	0	4.46	5.22	62.8	334.9	159.7	877.5717	91.5425	293.5619	446.4259
09:20	554.2	0.8	4.434	5.514	88.2	558.1	164.4	895.5783	96.985	294.7919	475.627
09:25	206.5	0	4.135	4.414	51.5	418.6	167.2	913.1575	300.0644	297.2648	433.2546
09:30	277.5	0	3.806	4.586	50.7	390.7	172.8	930.301	501.569	297.8857	678.4383
09:35	211	0.2	3.648	4.554	56.6	348.8	175.6	947.0006	310.9032	299.1308	448.5817
09:40	321.3	0	3.6	4.429	47.2	376.7	178.4	963.2483	56.2275	299.755	281.0262
10:55	638.6	2.2	5.22	5.597	122	708.4	164.4	1148.0259	111.755	304.1546	580.9045
11:00	744.7	0.9	5.46	6.096	137	669.8	168.1	1156.149	130.3225	318.3338	678.3734
11:05	319.6	1.1	5.1	5.497	106	460.5	170	1163.7208	55.93	317.0225	291.5116
11:10	225.9	0	4.299	4.547	36.1	460.5	172.8	1170.7375	348.6046	314.4132	505.0277
11:15	261.1	1.9	3.984	4.481	42.5	348.8	174.7	1177.1959	449.1028	312.4681	628.6121
11:20	300.7	0	3.85	4.439	28.8	488.4	177.5	1183.0929	52.6225	310.5330	275.1589
11:22	257.5	0	3.769	4.481	26.6	348.8	187.7	1186.3604	438.0708	309.2485	615.6208
11:45	320.1	0.4	5.527	5.92	37.4	511.6	164.4	1204.0679	56.0175	309.8902	293.8983
11:50	400.3	0	4.573	4.698	54	586	166.3	1206.5469	70.0525	309.8902	367.6766
11:55	370.2	0.8	4.46	4.76	83	627.9	172.8	1208.4506	64.7850	310.5330	340.1310
12:00	377	0.1	4.327	4.551	67.7	460.5	175.6	1209.7780	65.9750	313.1154	346.4503
12:05	414.8	0	4.084	4.62	70.9	404.6	176.5	1210.5285	72.5900	316.3685	381.2318

Datos climáticos Test 1. (Continuación)

12:10	306.9	0	3.893	4.43	49.7	390.7	180.3	1210.7017	53.7075	316.3685	282.0713
12:15	224.14	0.1	3.803	4.306	45.9	418.6	182.1	1210.2975	344.0045	315.0639	500.5826
12:20	173.7	0	3.6	4.18	30	293	186.8	1209.3162	228.4065	316.3685	351.0011
12:21	155.5	0.2	3.491	4.059	37.1	488.4	196.2	1209.0508	193.8988	316.3685	303.9957
16:35	70.6	1.3	5.067	6.288	67	600	158.8	481.3506	72.6341	309.2485	104.6443
16:40	65.5	1.5	4.66	5.23	73.3	334.9	161.6	456.9673	66.9176	309.8902	95.1103
16:45	45.2	0.3	4.47	5.48	45.4	516.3	165.3	432.3653	45.2278	308.6079	63.5358
16:50	29.4	0.2	4.201	4.687	40.3	390.7	166.3	407.5564	29.1913	310.5330	40.2402
16:55	23.4	0	4	4.83	36.9	446.5	169.1	382.5524	23.2137	310.5330	31.2223
17:00	19.7	0	3.733	4.49	37.9	376.7	170	357.3653	19.5441	307.9684	25.5262
17:05	19.7	0.7	3.533	4.37	50.1	348.8	172.8	332.0069	19.5441	307.9684	24.6442
17:10	18	0	3.365	4.304	35.7	404.6	177.5	306.4893	17.8607	306.6927	21.5751
18:35	0	0.1	3.75	4.42	43.7	502.3	168.1	-139.6860	0.0000	294.1764	0.0000
18:40	0	0	3.578	4.29	41.8	334.9	170	-165.9463	0.0000	292.3362	0.0000
18:45	0	0	3.909	4.6	39.7	307	170.9	-192.1287	0.0000	289.8975	0.0000
18:50	0	0	3.624	4.275	27.4	320.9	170.9	-218.2209	0.0000	284.4724	0.0000
18:55	0	0	3.105	3.952	36	293	170.9	-244.2103	0.0000	284.4724	0.0000
19:00	0	0	3.18	4.028	36.2	293	172.8	-270.0846	0.0000	283.8749	0.0000
19:05	0	0	3.24	3.89	39.5	223.3	174.7	-295.8314	0.0000	283.2784	0.0000
19:10	0	0	3.31	4.027	40.3	293	173.7	-321.4386	0.0000	283.2784	0.0000
19:15	0	0	2.96	3.76	45	293	180.3	-346.8939	0.0000	283.2784	0.0000
19:20	0	0	3.035	3.61	45.6	237.2	191.5	-372.1853	0.0000	283.2784	0.0000
19:25	0	0	3.091	3.83	44.3	237.2	193.4	-397.3006	0.0000	282.6830	0.0000
19:30	0	0	2.745	3.542	42.3	390.7	196.2	-422.2280	0.0000	282.6830	0.0000

Anexo 6. Diagrama Presión-entalpía del refrigerante R290

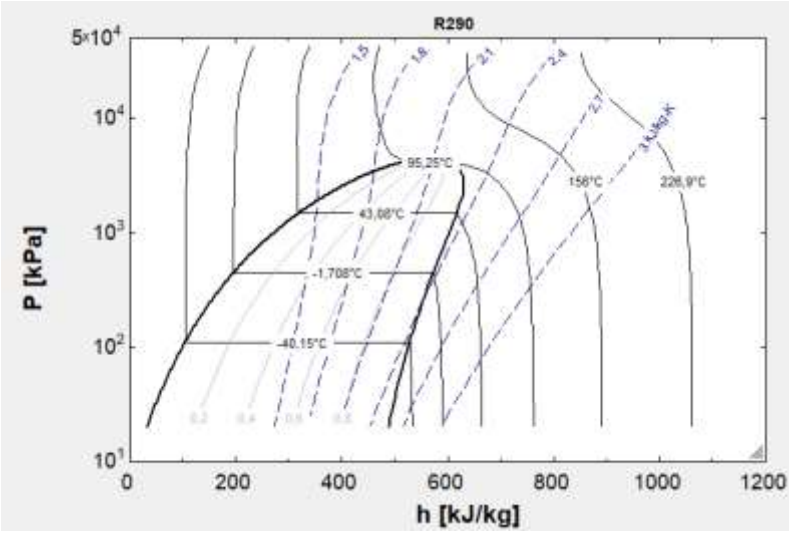
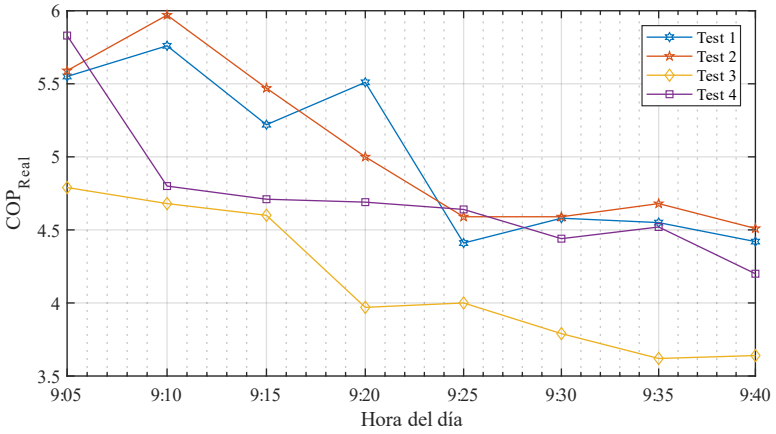


Figura A. 6. Diagrama Presión-entalpía del R290 realizado en el software EES.

Anexo 7. Gráficas de las pruebas realizadas en distintas horas (9:00-9:40 ; 11:45-12:20 ; 16:35-17:30)



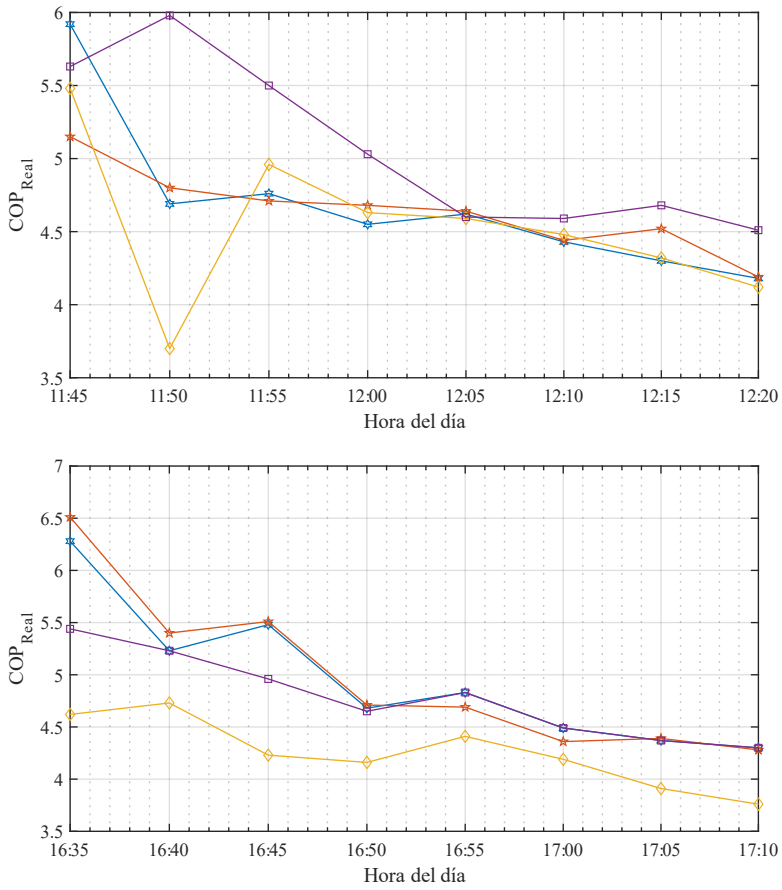


Figura A. 7. Coeficiente de desempeño real.

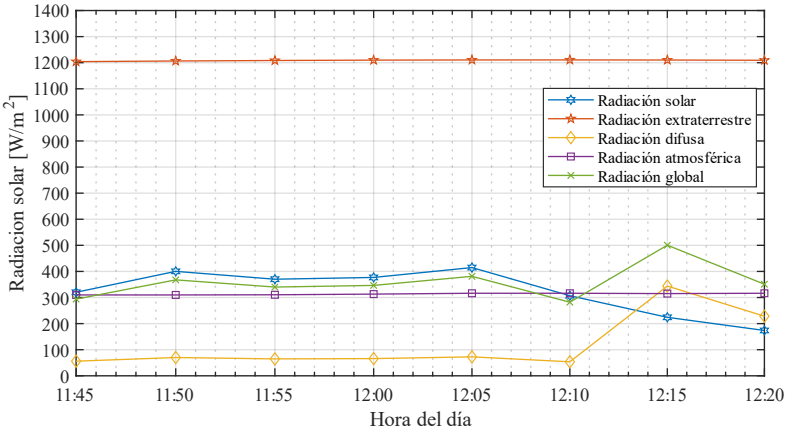


Figura A. 8. Variación de las componentes de la radiación solar Test 1.

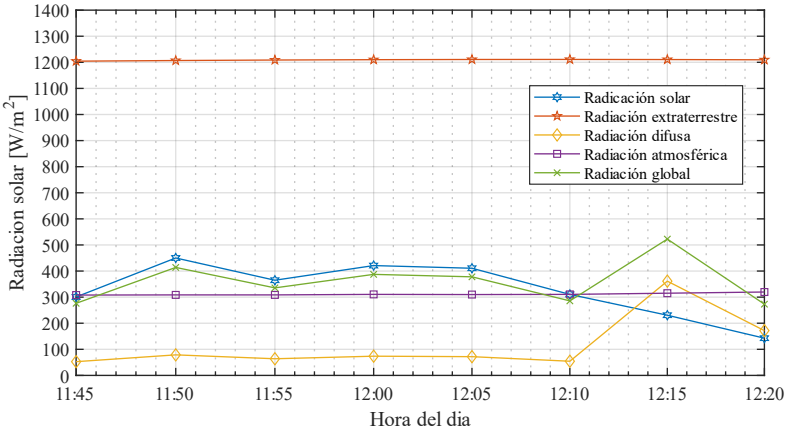


Figura A. 9. Variación de las componentes de la radiación solar Test 2.

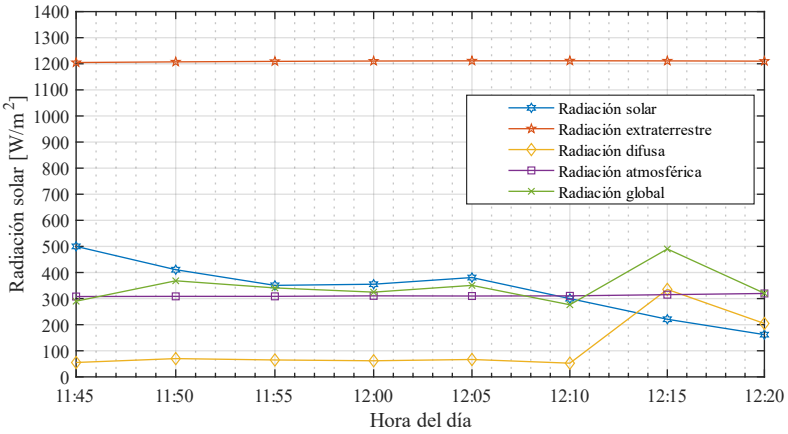


Figura A. 10. Variación de las componentes de la radiación solar Test 3.

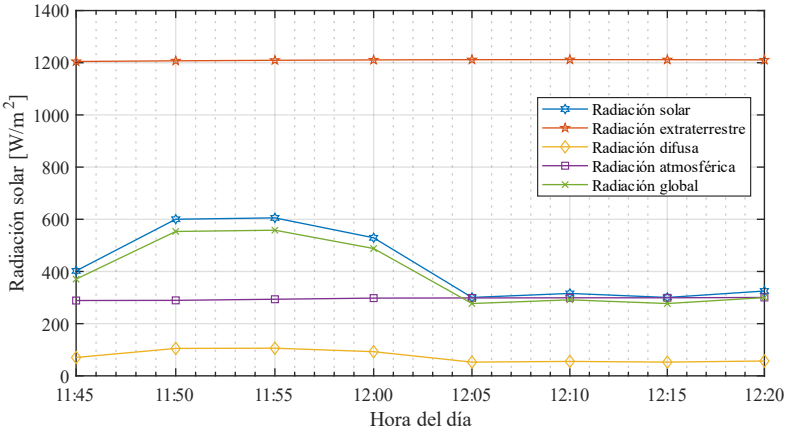


Figura A. 11. Variación de las componentes de la radiación solar en el Test 4.

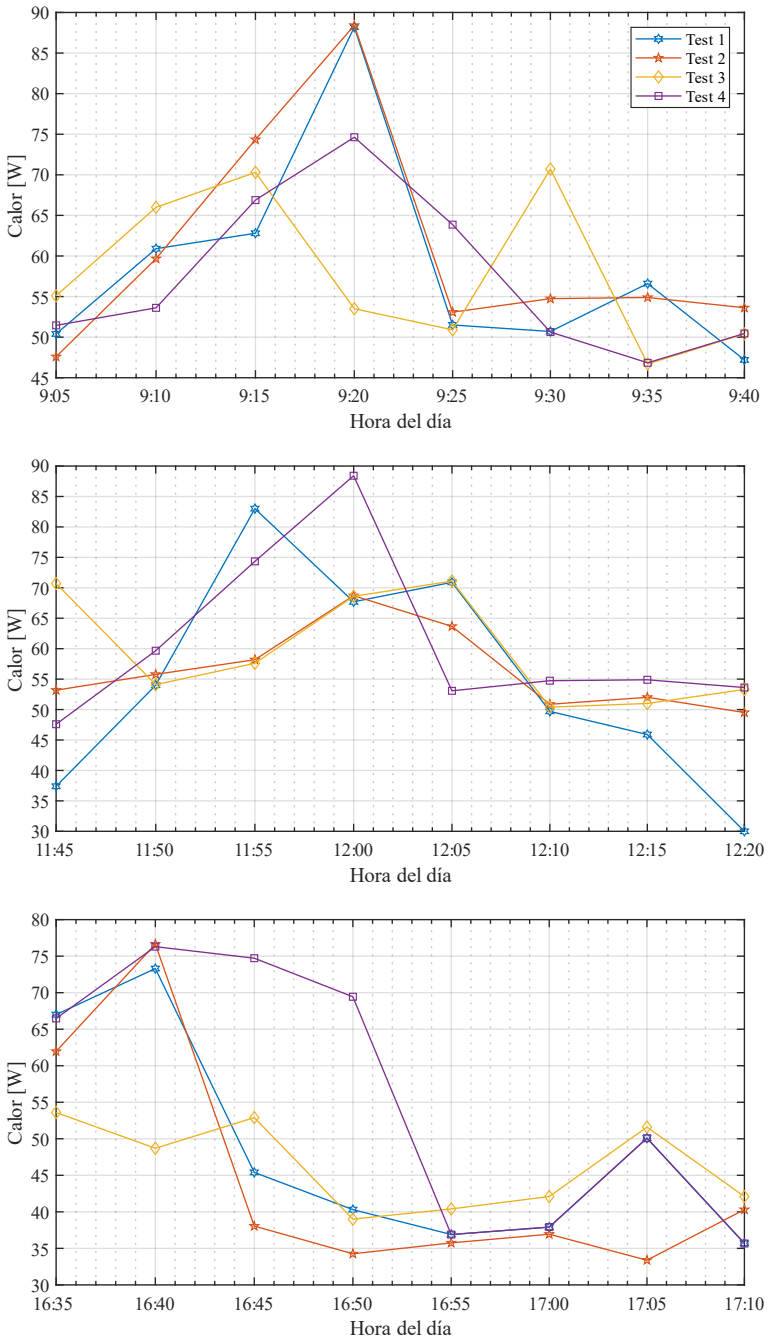


Figura A. 12. Calor ganado en el colector por el R290.

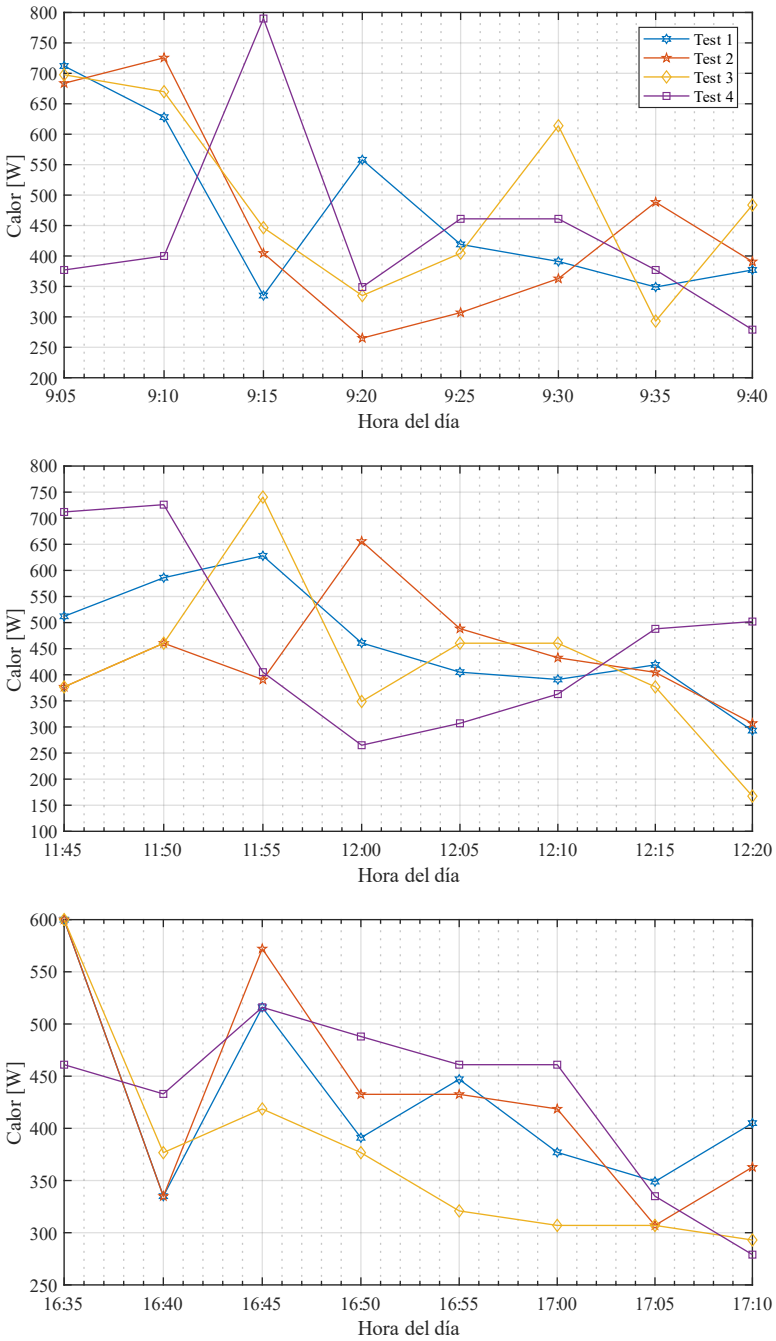


Figura A. 13. Calor cedido al agua en el condensador.

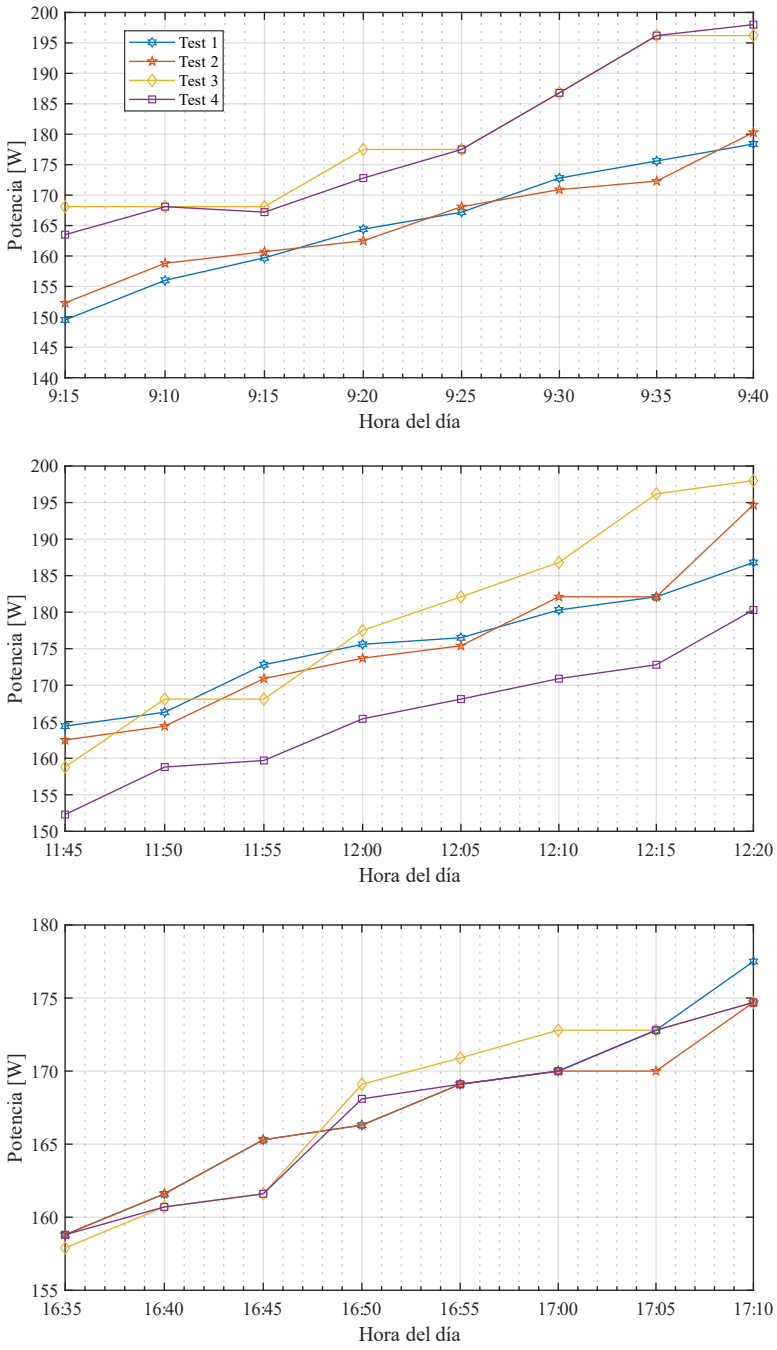


Figura A. 14. Potencia requerida en el compresor.

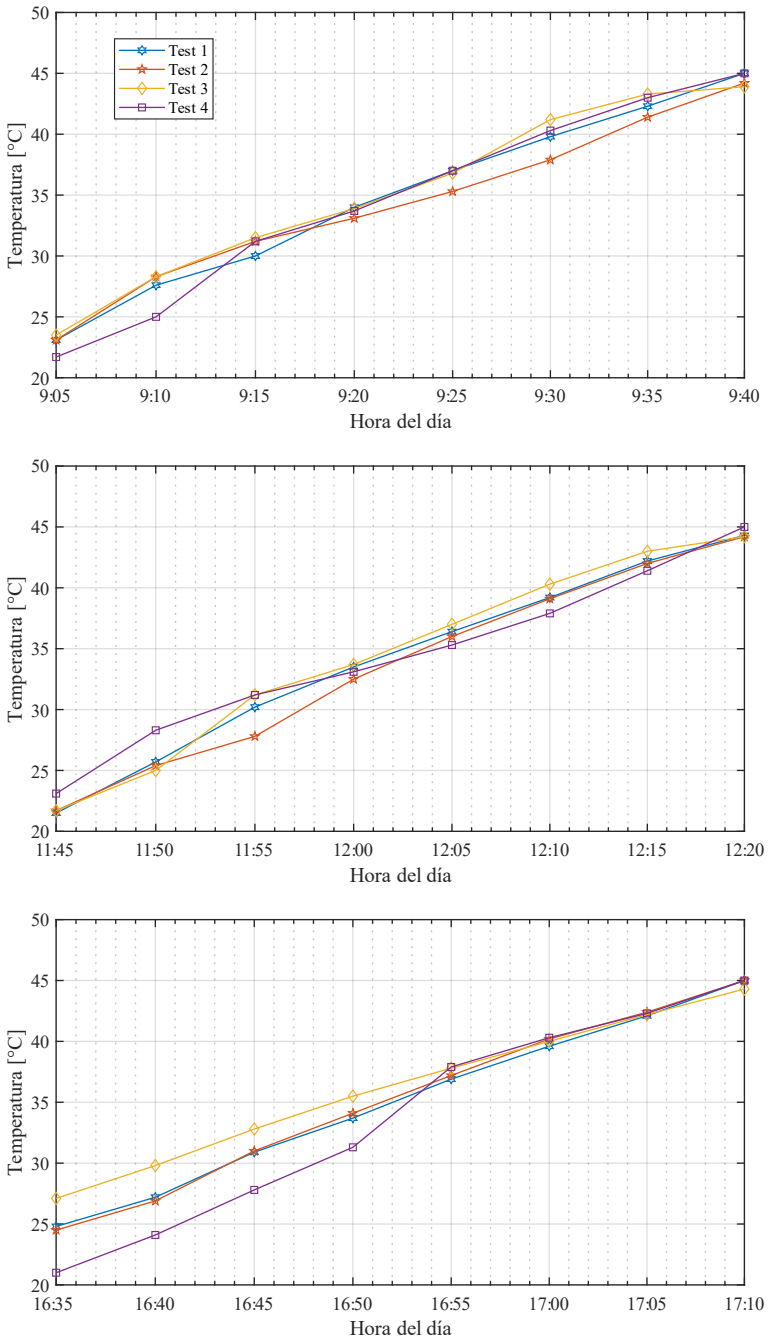


Figura A. 15. Incremento en la temperatura del agua.

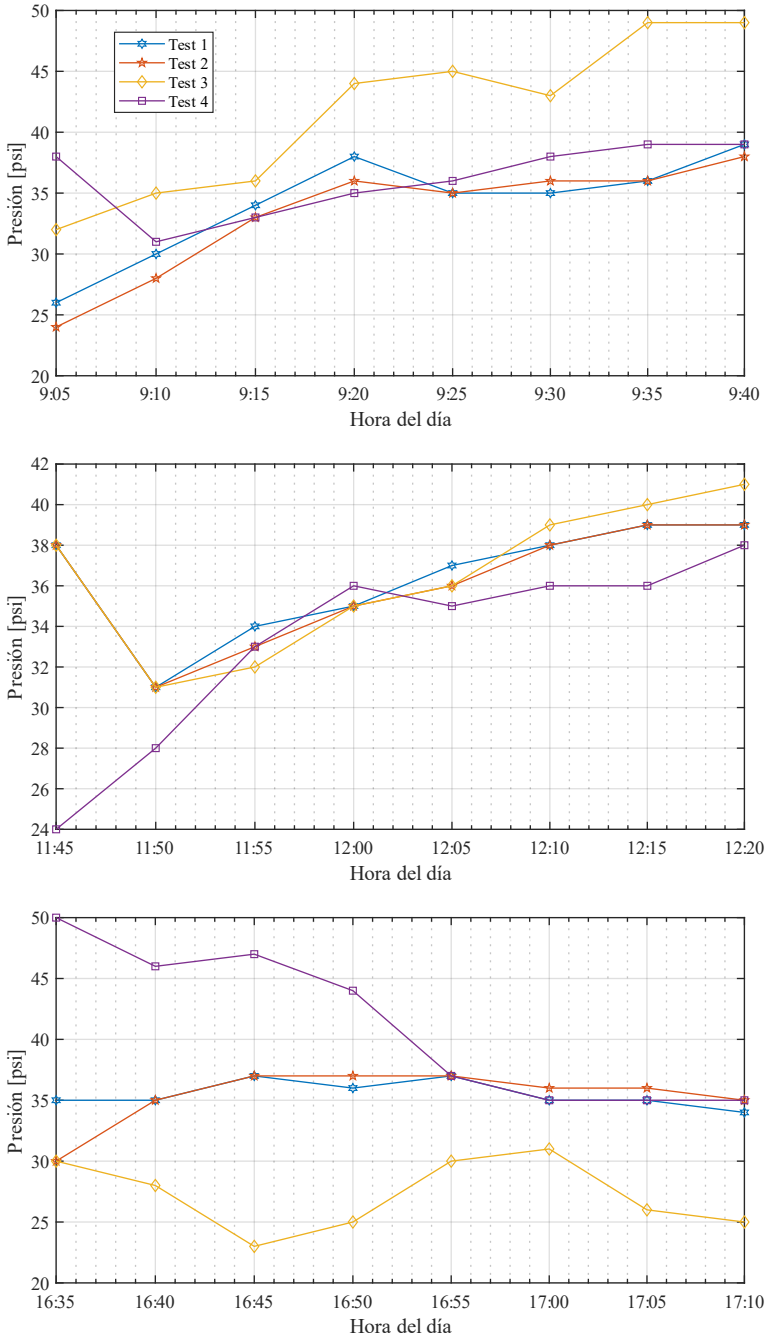


Figura A. 16. Presiones a la entrada del compresor.

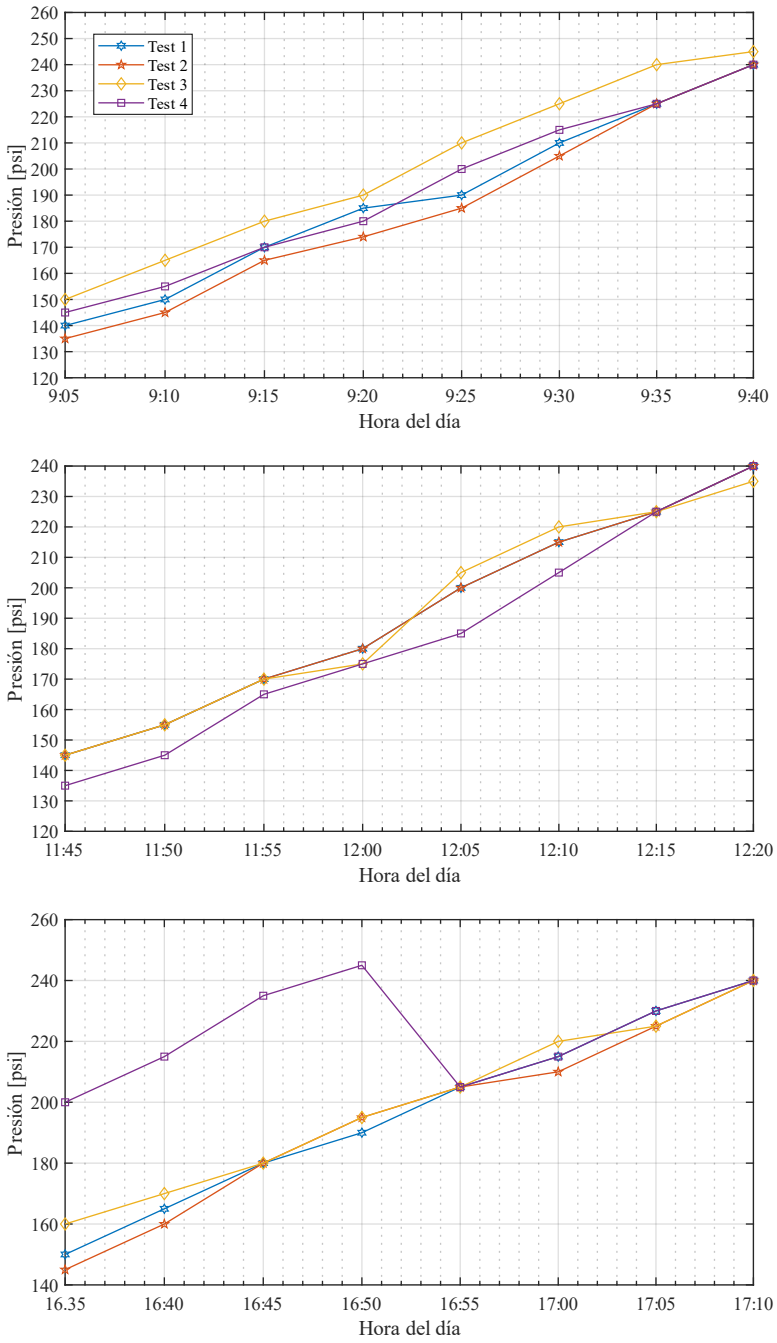


Figura A. 17. Presión a la salida del compresor.

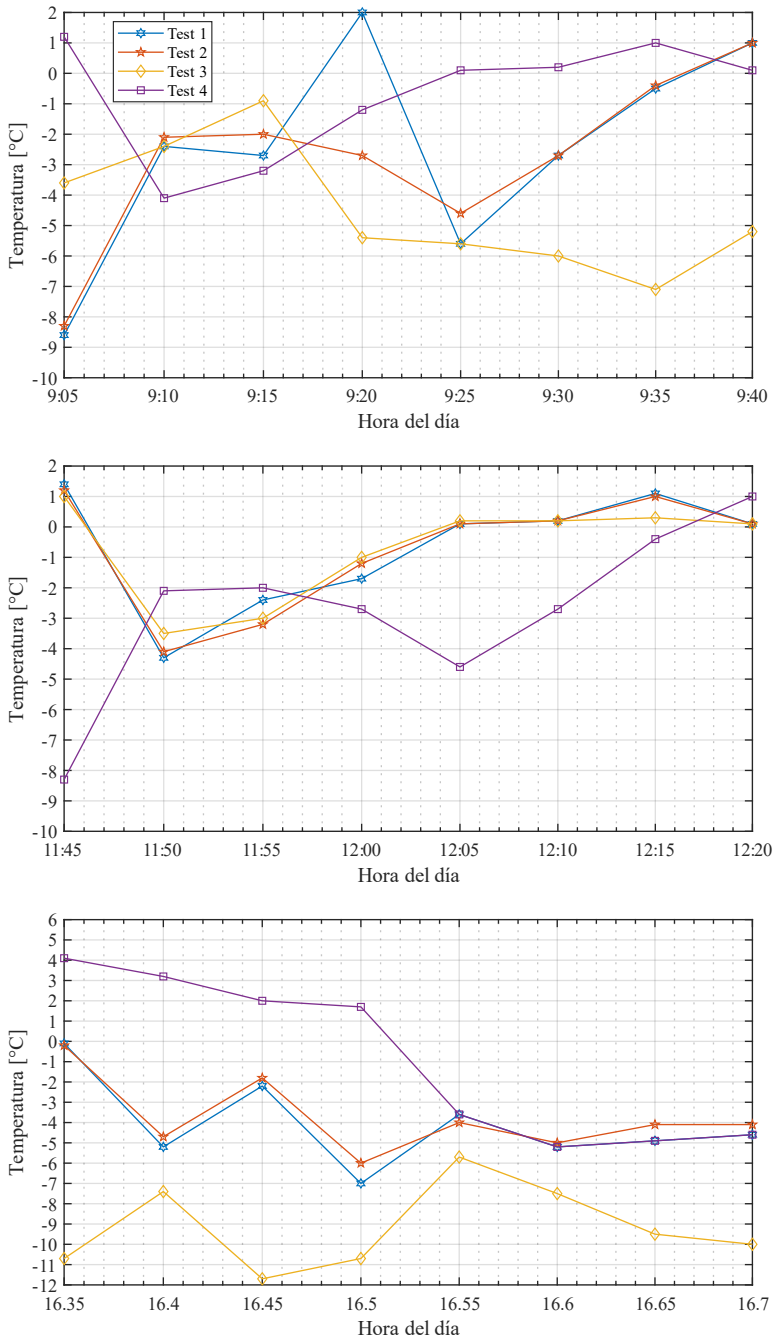


Figura A. 18. Temperatura a la entrada del compresor.

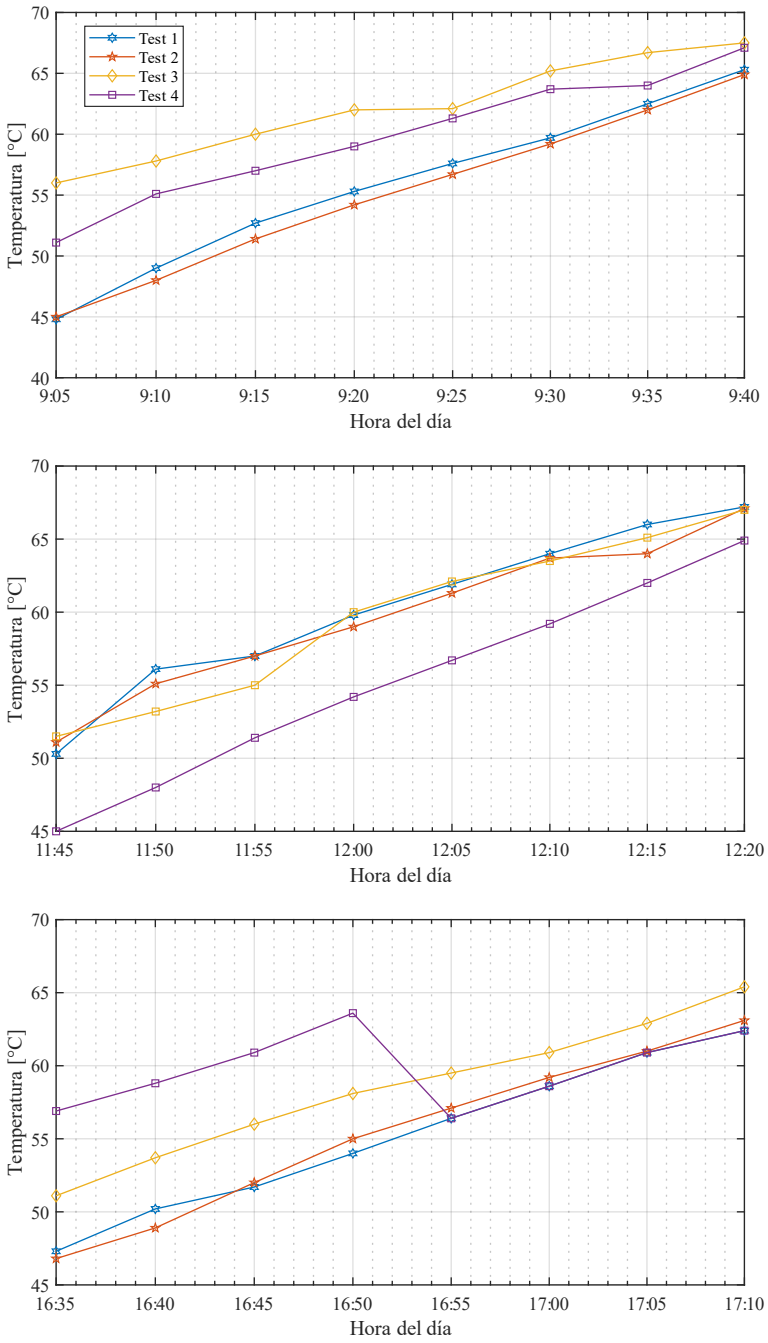


Figura A. 19. Temperatura a la salida del compresor.

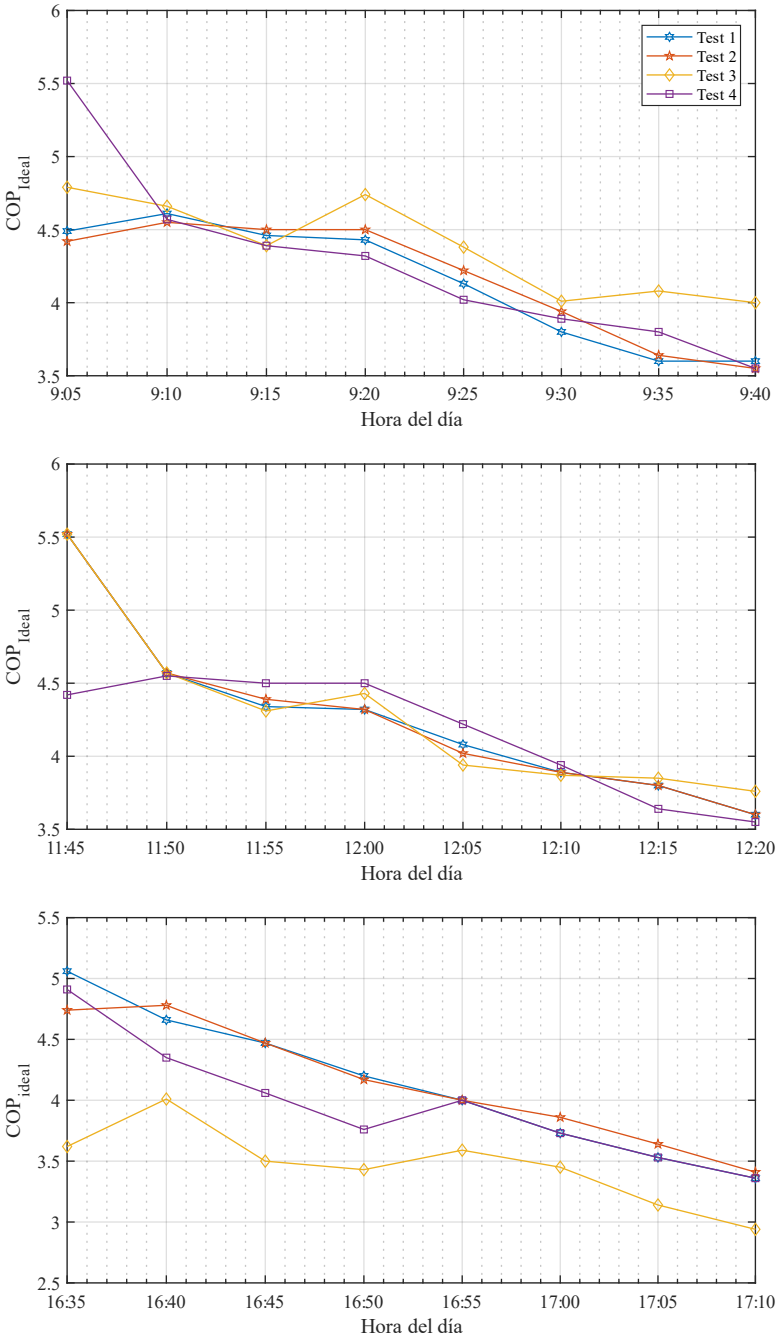


Figura A. 20. Coeficiente de desempeño ideal.

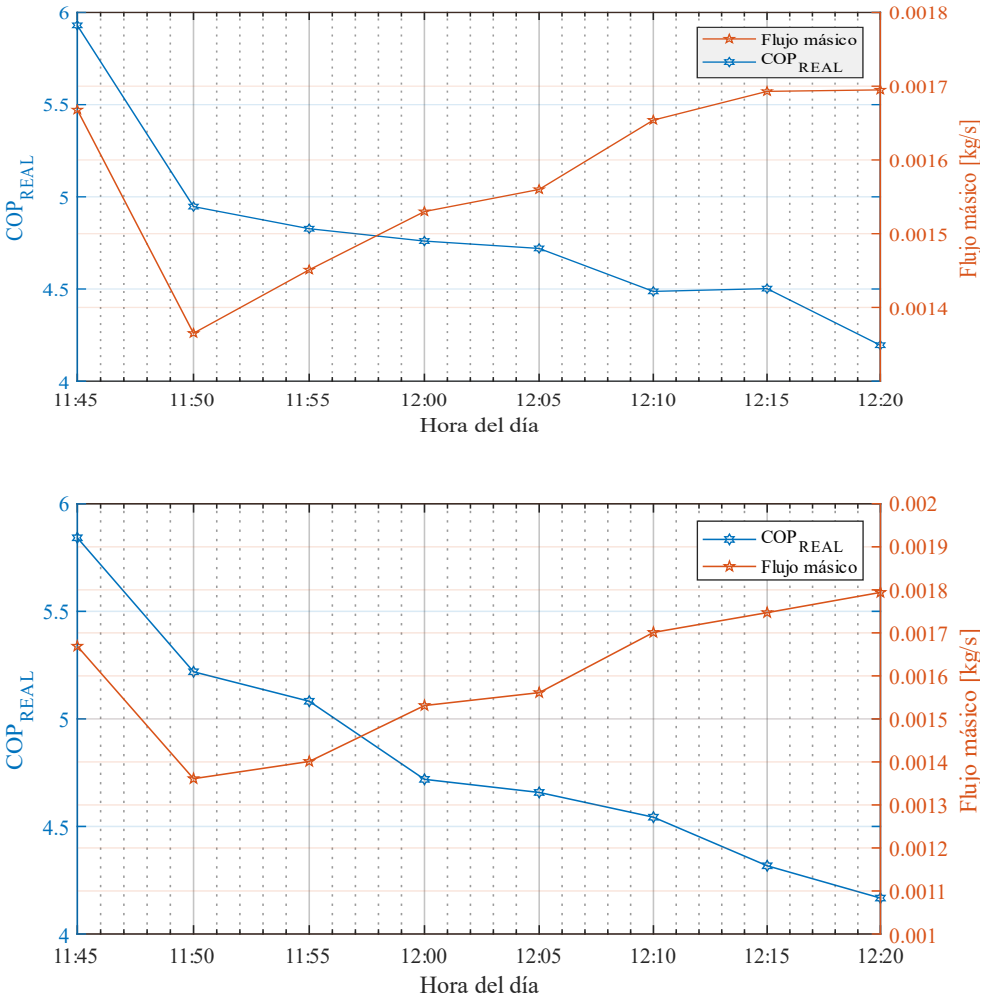
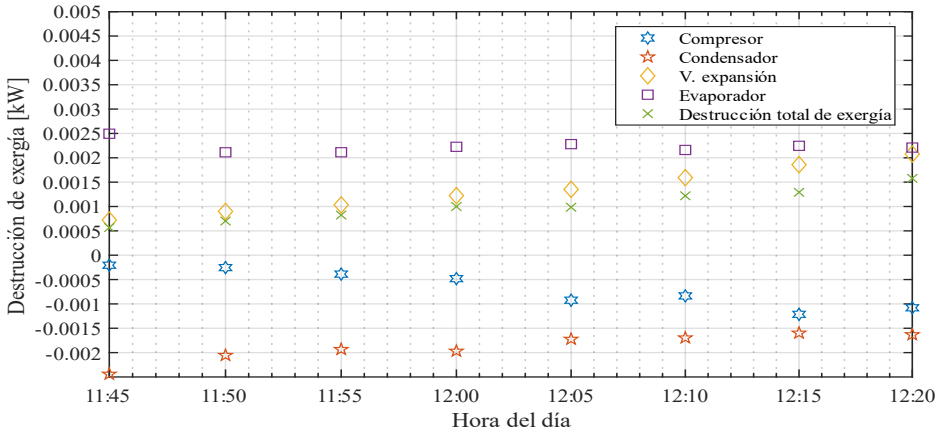


Figura A. 21. Variación del COP real y flujo másico versus el tiempo de operación.



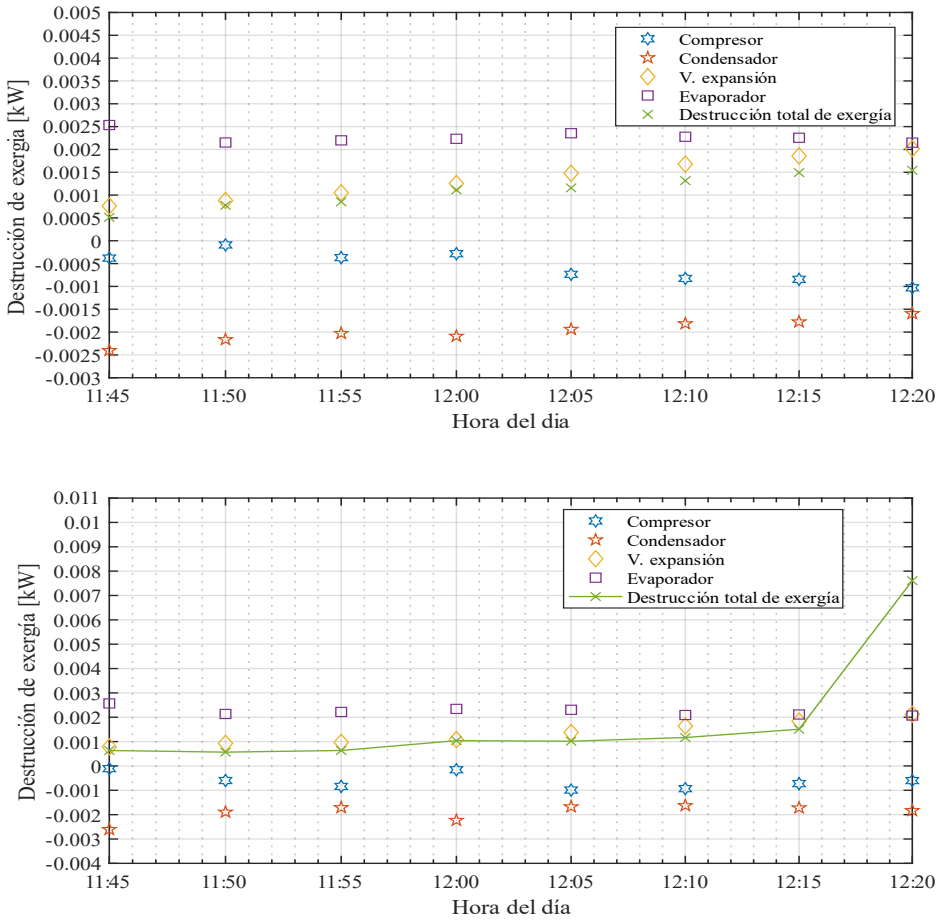


Figura A. 22. Variación de la destrucción de exergía total del sistema y por elementos: en el compresor, condensador, v. expansión y evaporador.

Anexo 8. Fotografías del equipo y sus partes

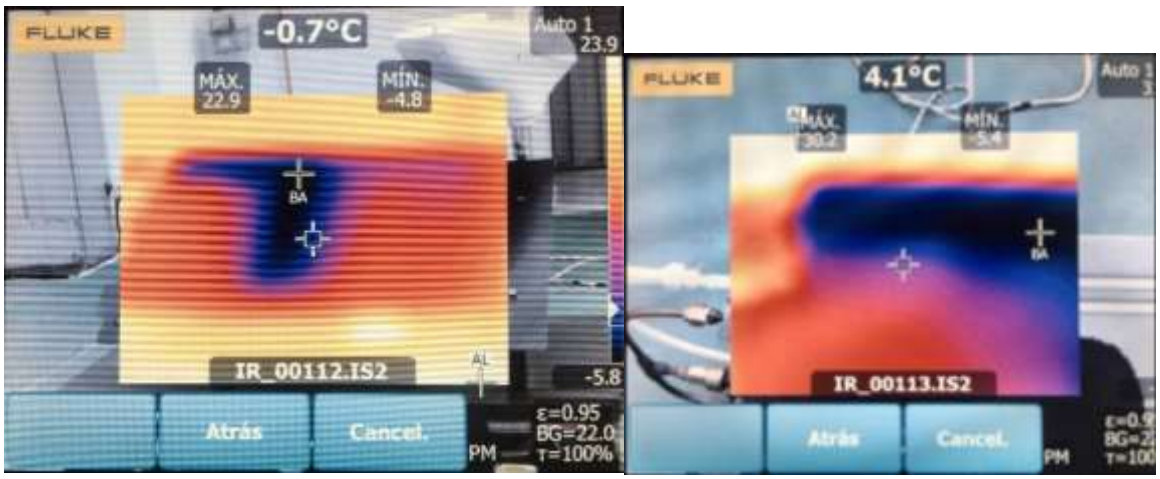
Figura A. 23. Compresor utilizado marca Embraco.

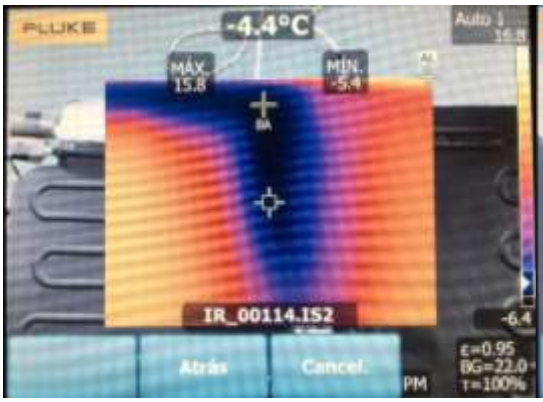
Figura A. 24. Cuerpo de la Válvula de expansión electrónica Carel.

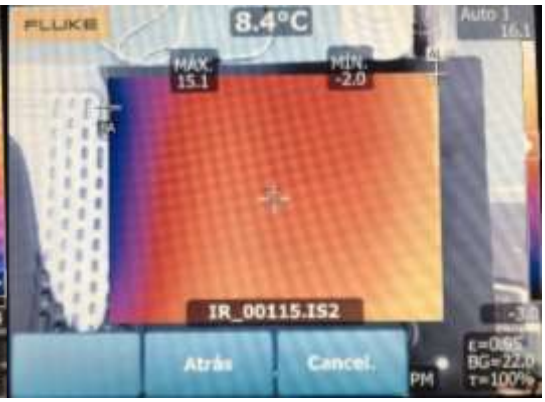
Figura A. 25. Distintas partes de la válvula de expansión electrónica Carel.

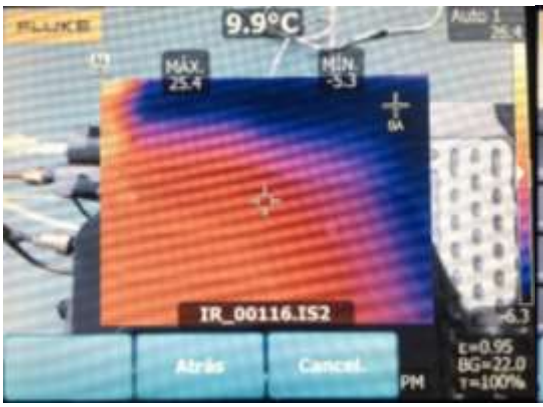
Figura A. 26. Equipo en operación.

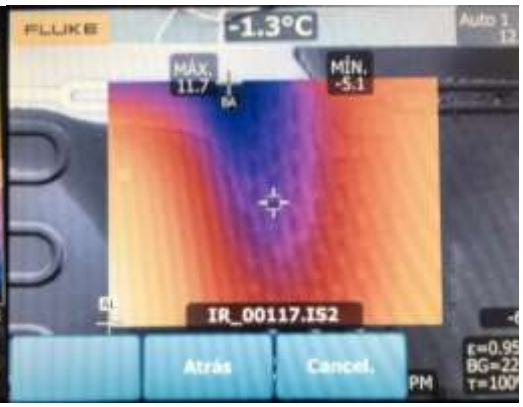
Anexo 9. Imágenes capturadas con la cámara termográfica




FLUKE
-4.4°C
MÁX.
15.8
MÍN.
-5.4
IR_00114.IS2
Atrás
Cancel.
PM

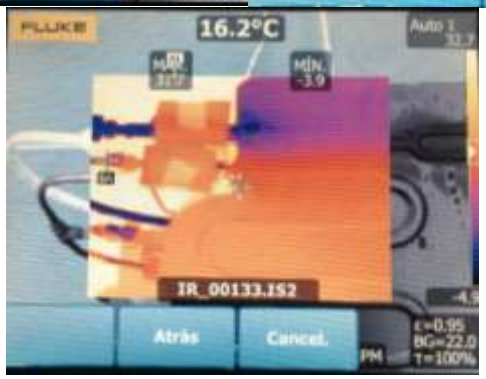

FLUKE
8.4°C
MÁX.
15.1
MÍN.
-2.0
IR_00115.IS2
Atrás
Cancel.
PM


FLUKE
9.9°C
MÁX.
25.4
MÍN.
-3.3
IR_00116.IS2
Atrás
Cancel.
PM


FLUKE
-1.3°C
MÁX.
11.7
MÍN.
-5.1
IR_00117.IS2
Atrás
Cancel.
PM

FLUKE
8.7°C
MÁX.
11.2
MÍN.
5.6
IR_00122.IS2
Atrás
Cancel.
PM

FLUKE
6.5°C
MÁX.
22.0
MÍN.
-1.7
IR_00123.IS2
Atrás
Cancel.
PM


FLUKE
16.2°C
MÍN.
-3.9
IR_00133.IS2
Atrás
Cancel.
PM