



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA INDUSTRIAL

**“COMPARACIÓN DE BOMBAS DE CALOR CON CICLO DE
COMPRESIÓN SIMPLE ETAPA Y CICLO DE COMPRESIÓN CON
INYECCIÓN DE VAPOR PARA PRODUCCIÓN DE AGUA
CALIENTE SANITARIA”**

Trabajo de Titulación

Tipo: Proyecto de investigación

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO INDUSTRIAL

AUTOR:

BRYAN ALEXANDER LÓPEZ ROMERO

Riobamba - Ecuador

2021



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA INDUSTRIAL

**“COMPARACIÓN DE BOMBAS DE CALOR CON CICLO DE
COMPRESIÓN SIMPLE ETAPA Y CICLO DE COMPRESIÓN CON
INYECCIÓN DE VAPOR PARA PRODUCCIÓN DE AGUA
CALIENTE SANITARIA”**

Trabajo de Titulación

Tipo: Proyecto de investigación

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO INDUSTRIAL

AUTOR: BRYAN ALEXANDER LÓPEZ ROMERO

DIRECTORA: Ing. DANIELA CARINA VÁSCONEZ NÚÑEZ Ph.D.

Riobamba - Ecuador

2021

©2021, Bryan Alexander López Romero

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Yo, Bryan Alexander López Romero, declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 19 de marzo de 2021



Bryan Alexander López Romero



C.I.: 060393550-3

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

El Tribunal del trabajo de titulación certifica que: El trabajo de titulación: Tipo: Proyecto de investigación, “**COMPARACIÓN DE BOMBAS DE CALOR CON CICLO DE COMPRESIÓN SIMPLE ETAPA Y CICLO DE COMPRESIÓN CON INYECCIÓN DE VAPOR PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA**”, realizado por el señor: **BRYAN ALEXANDER LÓPEZ ROMERO**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del trabajo de titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Marco Homero Almendáriz Puente M.Sc.		2021-03-19
PRESIDENTE DE TRIBUNAL	 Firmado electrónicamente por: MARCO HOMERO ALMENDARIZ PUENTE	
Ing. Daniela Carina Vásconez Núñez Ph.D.		2021-03-19
DIRECTORA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	 Firmado electrónicamente por: DANIELA CARINA VASCONEZ NUNEZ	
Ing. Fernando Mauricio Tello Oquendo Ph.D.	FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO	2021-03-19
MIEMBRO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	Firmado digitalmente por FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO Nombre de reconocimiento (DN): c=EC, o=SECURITY DATA S.A. I., ou=ENTIDAD DE CERTIFICACION DE INFORMACION, serialNumber=280720212344, cn=FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO Fecha: 2021.07.07 16:14:39 -05'00'	

DEDICATORIA

A mi madre, Nancy, por su constante apoyo y por siempre creer en mí, a mi padre, Patricio por ser la persona que me motivaba a ser mejor siempre, a hijo Mathias y a mis hermanos Gabriel, David y Sebastián por ser mi inspiración para alcanzar este logro académico.

Bryan

AGRADECIMIENTO

Primero agradecer a la Ing. Daniela Vásquez y al Ing. Fernando Tello por la ayuda y seguimiento de esta investigación, a Gabby por la ayuda y apoyo incondicional, a los ingenieros que compartieron sus conocimientos y a todos mis amigos con los que compartimos muchos buenos y malos momentos y para finalizar, pero no menos importante a mis padres que han estado en todo momento a mi lado.

Bryan

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS	x
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ABREVIATURAS.....	xv
ÍNDICE DE ANEXOS	xv
RESUMEN	xviii
ABSTRACT.....	xix
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	
1. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL.....	3
1.1 Agua caliente sanitaria	3
<i>1.1.1 Normativa ecuatoriana para ACS</i>	<i>3</i>
<i>1.1.2 Normativa internacional para ACS</i>	<i>4</i>
1.2 Tecnologías disponibles para obtención de ACS	5
<i>1.2.1 Calderas de gas</i>	<i>5</i>
<i>1.2.2 Calentadores solares</i>	<i>6</i>
<i>1.2.3 Calentadores eléctricos</i>	<i>6</i>
<i>1.2.4 Calentadores de biomasa</i>	<i>7</i>
<i>1.2.5 Bombas de calor para ACS</i>	<i>8</i>
1.3 Bombas de calor.....	8
<i>1.3.1 Descripción general</i>	<i>8</i>
<i>1.3.2 Tipos de bombas de calor</i>	<i>9</i>
<i>1.3.3 Componentes</i>	<i>11</i>
<i>1.3.3.1 Compresores</i>	<i>11</i>
<i>1.3.3.2 Dispositivos de expansión.....</i>	<i>13</i>
<i>1.3.3.3 Intercambiadores de calor.....</i>	<i>15</i>
1.4 Bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa.....	16
1.5 Bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor	18

1.5.1	<i>Configuraciones para la inyección de vapor</i>	18
1.5.2	<i>Mecanismos de inyección de vapor</i>	19
1.6	Refrigerantes	21
1.6.1	<i>Definición</i>	21
1.6.2	<i>Clasificación de refrigerantes</i>	21
1.6.3	<i>Propiedades</i>	22
1.6.4	<i>Mezclas de refrigerantes</i>	23
1.6.5	<i>Normativa sobre refrigerantes</i>	23
CAPITULO II		
2.	MARCO METODOLÓGICO	26
2.1	Entorno EES	26
2.2	Modelación de los ciclos de compresión de las bombas de calor	28
2.2.1	<i>Modelo bomba de calor con ciclo de compresión simple</i>	29
2.2.2	<i>Modelo de bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario</i>	30
2.2.3	<i>Modelo de bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor</i>	32
2.2.4	<i>Modelo de bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor considerando el salto térmico del ciclo secundario</i>	33
2.3	Medición de temperatura del agua potable de la ciudad de Riobamba	33
2.4	Simulación del funcionamiento de las bombas de calor	33
2.4.1	<i>Simulación bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa en varias condiciones de evaporación y condensación</i>	34
2.4.2	<i>Simulación de bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario</i>	34
2.4.3	<i>Simulación de la bomba de calor con compresión doble etapa con inyección de vapor en varias condiciones de evaporación y condensación</i>	35
2.4.4	<i>Simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa con inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario</i>	36

2.4.5	<i>Simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario para la misma capacidad calorífica que la bomba de calor simple etapa</i>	37
-------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

CAPITULO III

3.	Marco de resultados y discusión de los resultados	38
3.1	Resultados de la simulación de las bombas de calor simple y doble etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación	38
3.1.1	<i>Análisis del COP de las bombas de calor simple y doble etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R134a como refrigerante</i>	40
3.1.2	<i>Análisis de la capacidad calorífica de las bombas de calor simple y doble etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R134a como refrigerante</i>	41
3.1.3	<i>Análisis de la temperatura de descarga de las bombas de calor simple y doble etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R134a como refrigerante</i>	42
3.2	Análisis del desempeño de las bombas de calor simple y doble etapa trabajando con varios refrigerantes	44
3.2.1	<i>Análisis del COP de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes</i>	46
3.2.2	<i>Análisis de la capacidad calorífica de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes</i>	48
3.2.3	<i>Análisis de la temperatura de descarga de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes</i>	49
3.3	Resultados de la simulación de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del fluido secundario	51
3.3.1	<i>Análisis del COP de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del fluido secundario</i>	53
3.3.2	<i>Análisis del subenfriamiento óptimo de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del fluido secundario</i>	54
3.3.3	<i>Análisis de la temperatura de condensación óptima de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del ciclo secundario</i>	56

3.4	Análisis de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del fluido secundario con varios refrigerantes	57
3.4.1	<i>Análisis del COP de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes considerando el salto térmico del ciclo secundario</i>	60
3.4.2	<i>Análisis del subenfriamiento óptimo de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes considerando el salto térmico del fluido secundario</i>	61
3.4.3	<i>Análisis de la temperatura de condensación óptima de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes considerando el salto térmico del fluido secundario</i>	63
3.5	Comparación del tamaño de compresor y consumo energético en función de la capacidad calorífica	64
3.5.1	<i>Análisis del tamaño de compresor en función de la capacidad calorífica</i>	64
3.5.2	<i>Análisis del consumo energético en función de la capacidad calorífica.....</i>	65
	CONCLUSIONES	67
	RECOMENDACIONES	68
	BIBLIOGRAFÍA	
	ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1: Temperaturas y consumos de agua en aparatos sanitarios.....	3
Tabla 2-1: Factores de emisión para producción de ACS.....	5
Tabla 3-1: ODP Y GWP según el compuesto de los refrigerantes	24
Tabla 4-1: ODP y GWP de los refrigerantes más usados actualmente	24
Tabla 1-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor operando en varias condiciones de evaporación y condensación	34
Tabla 2-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor simple etapa considerando las temperaturas del fluido secundario	34
Tabla 3-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa e inyección de vapor operando en varias condiciones de evaporación y condensación	36
Tabla 4-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa e inyección de vapor, considerando el salto térmico del fluido secundario	36
Tabla 5-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa e inyección de vapor, considerando el salto térmico del fluido secundario, para la misma capacidad calorífica que la bomba de calor simple etapa.....	37
Tabla 1-3: Resumen de resultados de la bomba de calor con compresión simple etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R134a como refrigerante.....	38
Tabla 2-3: Resumen de resultados de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor, operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R134a como refrigerante (sc= 5K, sh= 5K y SH _r = 5K).....	39
Tabla 3-3: Resumen de los resultados obtenidos de la bomba de calor con compresión simple etapa trabajando con varios refrigerantes	44
Tabla 4-3: Resumen de los resultados obtenidos de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor trabajando con varios refrigerantes (sc= 5K, sh= 5K, SH _r = 5K, Te= 0°C)	45
Tabla 5-3: Resumen de los resultados obtenidos de la bomba de calor con compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario	51

Tabla 6-3: Resumen de los resultados obtenidos de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario ($T_{w_{in}}= 15^{\circ}\text{C}$, $sh= 5\text{K}$, $SH_f= 5\text{K}$).....	52
Tabla 7-3: Resumen de los resultados obtenidos con varios refrigerantes de la bomba de calor con compresión con simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario	57
Tabla 8-3: Resumen de los resultados obtenidos con varios refrigerantes de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario ($T_{w_{in}}= 15^{\circ}\text{C}$, $sh= 5\text{K}$, $SH_f= 5\text{K}$, $T_e= 0^{\circ}\text{C}$).....	58
Tabla 9-3: Resumen de los resultados obtenidos con varios refrigerantes de la bomba de calor con compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario ($T_{w_{in}}= 15^{\circ}\text{C}$, $T_{w_{out}}= 60^{\circ}\text{C}$, $sh= 5\text{K}$, $T_e= 0^{\circ}\text{C}$).....	64
Tabla 10-3: Resumen de los resultados obtenidos con varios refrigerantes de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario ($T_{w_{in}}=15^{\circ}\text{C}$; $T_{w_{out}}= 60^{\circ}\text{C}$; $sh= 5\text{K}$; $T_e=0^{\circ}\text{C}$).....	64

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1: Caldera a gas (calefón)	5
Figura 2-1: Calentador solar	6
Figura 3-1: Calentador eléctrico (ducha eléctrica)	7
Figura 4-1: Calentador de agua caliente para uso doméstico, con caldera de biomasa para calentar	7
Figura 5-1: Bomba de calor para ACS	8
Figura 6-1: Esquema del funcionamiento de un Compresor Scroll	12
Figura 7-1: Movimientos realizados por el espiral de un compresor scroll	13
Figura 8-1: Tubo capilar de 500mm de longitud	14
Figura 9-1: Válvula de expansión termostática	14
Figura 10-1: Válvulas de expansión electrónicas	15
Figura 11-1: Intercambiador de calor (condensador y evaporador)	15
Figura 12-1: Esquema de funcionamiento básico.....	16
Figura 13-1: Diagrama P-h ciclo de compresión simple	17
Figura 14-1: Esquema modelo de los compresores de inyección de vapor, a) SCVI; b) TSRC/TSSC	18
Figura 15-1: Esquema de funcionamiento del ciclo doble etapa	19
Figura 16-1: Esquema general ciclo doble etapa con los sistemas de inyección de vapor.....	19
Figura 17-1: Diagrama P-h de inyección de vapor con economizador	20
Figura 18-1: Diagrama P-h de inyección de vapor con flash tank.....	20
Figura 1-2: Entorno programa EES.....	27
Figura 2-2: Perfil de temperatura del agua y del refrigerante en el condensador.....	31

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1-3:	COP de la bomba de calor con compresión simple etapa en función de la temperatura de evaporación para varias temperaturas de condensación.	40
Gráfico 2-3:	COP de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor en función de la temperatura de evaporación para varias temperaturas de condensación.	40
Gráfico 3-3:	Capacidad calorífica de la bomba de calor con compresión simple etapa en función de la temperatura de evaporación, para varias temperaturas de condensación. .	41
Gráfico 4-3:	Capacidad calorífica de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor en función de la temperatura de evaporación, para varias temperaturas de condensación.	42
Gráfico 5-3:	Temperatura de descarga del compresor de la bomba de calor con compresión simple etapa en función de la temperatura de evaporación, para varias temperaturas de condensación.	43
Gráfico 6-3:	Temperatura de descarga de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor en función de la temperatura de evaporación, para varias temperaturas de condensación.	43
Gráfico 7-3:	COP vs. T_c de la bomba de calor con compresión simple etapa, para varios refrigerantes.	47
Gráfico 8-3:	COP vs. T_c de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor	47
Gráfico 9-3:	Q_c vs. T_c de la bomba de calor con compresión simple etapa, para varios refrigerantes	48
Gráfico 10-3:	Q_c vs. T_c de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor, para varios refrigerantes	49
Gráfico 11-3:	$T_{descarga}$ vs. T_c de la bomba de calor con compresión simple etapa, para varios refrigerantes	50
Gráfico 12-3:	$T_{descarga}$ vs. T_c de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor, para varios refrigerantes	50
Gráfico 13-3:	COP vs. T_e de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico	53
Gráfico 14-3:	COP vs. T_e de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico	54

Gráfico 15-3:	sc opt vs. T_e de la bomba de calor con compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario	55
Gráfico 16-3:	sc opt vs. T_e de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico	55
Gráfico 17-3:	T_c opt vs. T_e de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico	56
Gráfico 18-3:	T_c opt vs. T_e de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico	56
Gráfico 19-3:	COP vs. $T_{W_{out}}$ de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico	60
Gráfico 20-3:	COP vs. $T_{W_{out}}$ de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico	61
Gráfico 21-3:	sc opt vs. $T_{W_{out}}$ de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico	62
Gráfico 22-3:	sc opt vs. $T_{W_{out}}$ de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico	62
Gráfico 23-3:	T_c opt vs. $T_{W_{out}}$ de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico	63
Gráfico 24-3:	T_c opt vs. $T_{W_{out}}$ de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico	63
Gráfico 25-3:	V_{despL} vs. Refrigerante de la bomba de calor con compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario.....	65
Gráfico 26-3:	V_{despL} vs. refrigerante de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico	66

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: REGISTRO DE TOMAS DE TEMPERATURA

ANEXO B: MODELO DE LA BOMBA DE CALOR SIMPLE ETAPA

ANEXO C: MODELO DE LA BOMBA DE CALOR CON INYECCIÓN DE VAPOR

ANEXO D: MODELO DE LA BOMBA DE CALOR SIMPLE ETAPA CONSIDERANDO
EL SALTO TÉRMICO DEL FLUIDO SECUNDARIO

ANEXO E: MODELO DE LA BOMBA DE CALOR CON INYECCIÓN DE VAPOR
CONSIDERANDO EL SALTO TÉRMICO DEL FLUIDO SECUNDARIO

ANEXO F: DISTINTOS RESULTADOS DE SIMULACIONES CON LOS OCHO
REFRIGERANTES

ABREVIATURAS

ACS	Agua caliente sanitaria
ATECY	Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración de España
CFC	Clorofluorocarbono
COP	Coefficiente de rendimiento (Coefficient of performance)
C_{p_a}	Calor específico a presión constante
DT_b	Variación de temperatura a la entrada del intercambiador
\dot{E}	Consumo energético
EES	Solucionador de ecuaciones de ingeniería (Engineering Equation Solver)
η_c	Eficiencia isentrópica del compresor
η_v	Eficiencia volumétrica del compresor
GLP	Gas Licuado de Petróleo
GWP	Potencial de calentamiento global (Global Warming Potential)
HCFC	Hidroclorofluorocarbono
HFC	Hidrofluorocarbono
HFO	Hidrofluorolefina
\dot{m}	Flujo másico
NEC	Norma Ecuatoriana de la Construcción
ODP	Potencial de Destrucción de la capa de ozono (Ozone Depletion Potential)
P	Presión
P_c	Presión de condensación
P_e	Presión de evaporación
PFC	Perfluorocarbonos
P_{in_w}	Presión de entrada de agua
\dot{Q}_c	Capacidad del condensador
\dot{Q}_{econo}	Capacidad del economizador
S	Entropía
sc	Subenfriamiento
SCVI	Compresor scroll con inyección de vapor (Scroll compressor with vapor-injection)
sh	Sobrecalentamiento
SH_f	Sobrecalentamiento intermedio
T	Temperatura
T_{b_e}	Temperatura de burbuja en el evaporador
T_c	Temperatura de condensación
$T_{descarga}$	Temperatura de descarga
T_e	Temperatura de evaporación
T_{in}	Temperatura del agua fría de ingreso

$T_{in,ref}$	Temperatura inicial de refrigerante
Tr_i	Temperatura intermedia
$Tr_{i,opt}$	Temperatura intermedia óptima
$T_{W_{in}}$	Temperatura de entrada del agua
$T_{W_{out}}$	Temperatura de salida del agua
$T_{pinch,1}$	Punto de aproximación de temperatura 1
$T_{pinch,2}$	Punto de aproximación de temperatura 2
Tr_c	Temperatura de rocío del condensador
Tr_e	Temperatura de rocío en el evaporador
T_s	Temperatura de uso del agua en el mueble sanitario
TSRC	Compresor reciprocante doble etapa (Two-stage reciprocating compressor)
TSSC	Compresor scroll doble etapa (Two-stage scroll compressor)
UE	Unión Europea
X	Calidad
v_w	Volumen de agua acumulado
v_d	Volumen de agua demandado
\dot{m}_c	Flujo másico del condensador
\dot{m}_e	Flujo másico del evaporador
\dot{m}_{inj}	Flujo másico de inyección
η_{mec}	Eficiencia mecánica del compresor
$\eta_{eléc}$	Eficiencia eléctrica del compresor
η_{com}	Eficiencia global del compresor
1	Entrada del compresor
2	Entrada del condensador
4	Entrada del evaporador
5	Entrada del condensador
6	Entrada del dispositivo de expansión
7	Entrada del Economizador
8	Entrada de la inyección de vapor
9	Entrada al evaporador
2D	Salida del compresor de baja presión
2s	Proceso isoentrópico
3D	Entrada del compresor de alta presión
4D	Salida del compresor de alta presión
7F	Entrada del Flash Tank

RESUMEN

El objetivo del presente trabajo de investigación fue comparar bombas de calor que funcionan con ciclos de compresión simple etapa y ciclos de compresión doble etapa con inyección de vapor, para producción de agua caliente sanitaria (ACS). En primer lugar, se realizó una revisión bibliográfica sobre el ciclo de compresión de vapor utilizado en bombas de calor para ACS, sus componentes, tipologías de compresión simple etapa y doble etapa. Para realizar la comparación del rendimiento de las bombas de calor se implementaron modelos termodinámicos basados en la literatura previa. Utilizando los modelos implementados, se simuló el funcionamiento de las dos bombas de calor de producción de ACS, considerando, por un lado, varias temperaturas de condensación y evaporación y, por otro lado, el salto térmico del fluido secundario con varias temperaturas de salida del agua. En las simulaciones se consideraron los refrigerantes: R134a, R290, R407C, R32, R152a, R410a, R161 y el R1234yf. La comparación del rendimiento de las bombas de calor se realizó en términos de capacidad calorífica, COP y temperatura de descarga del compresor. Los resultados muestran que la bomba de calor doble etapa presenta un coeficiente de rendimiento (COP) 10,7% mayor, una capacidad calorífica 37% mayor y una temperatura de descarga 1 K menor que la bomba simple etapa, cuando las condiciones de trabajo tienen una temperatura de condensación de 60 grados centígrados y una temperatura de evaporación de 0 grados centígrados, con R134a como refrigerante y un flujo volumétrico de 14,27 metros cúbicos por hora en ambos compresores. Considerando el salto térmico del fluido secundario, la bomba de calor doble etapa, trabajando con el refrigerante R407C presenta un COP 5,8% mayor que con el refrigerante R134a con una temperatura de salida del agua de 60 grados centígrados. Considerando la misma capacidad calorífica en un punto nominal de funcionamiento, la bomba de calor doble etapa requiere un tamaño de compresor de baja 7,7% menor que la bomba de calor simple etapa.

Palabras clave: <TECNOLOGÍA Y CIENCIAS DE LA INGENIERÍA>, <BOMBAS DE CALOR>, <CICLOS DE COMPRESIÓN>, <DOBLE ETAPA>, <SIMPLE ETAPA >



05-07-2021

1303-DBRA-UTP-2021

ABSTRACT

This research work aimed to compare heat pumps operating with single-stage compression cycles and double-stage compression cycles with steam injection for sanitary hot water (SHW) production. Firstly, a literature review was carried out on the vapour compression cycle used in heat pumps for DHW, its components, single-stage, and double-stage compression types. To compare the performance of the heat pumps, thermodynamic models based on previous literature were implemented. Using the implemented models, the operation of the two SHW heat pumps was simulated, considering, on the one hand, various condensation, and evaporation temperatures and, on the other hand, the thermal jump of the secondary fluid with various water outlet temperatures. The following refrigerants were considered in the simulations: R134a, R290, R407C, R32, R152a, R410a, R161 and R1234yf. The comparison of the performance of the heat pumps was carried out in terms of heat capacity, COP, and compressor discharge temperature. The results show that the double-stage heat pump has a coefficient of performance (COP) 10.7% higher, a heat capacity 37% higher and a discharge temperature 1 K lower than the single-stage pump, when the working conditions have a condensing temperature of 60 degrees Celsius and an evaporating temperature of 0 degrees Celsius, with R134a as the refrigerant and a volumetric flow of 14.27 cubic meters per hour in both compressors. Considering the thermal jump of the secondary fluid, the double-stage heat pump, working with R407C refrigerant, has a COP 5.8% higher than with R134a refrigerant with a water outlet temperature of 60 degrees Celsius. Considering the same heat capacity at a nominal operating point, the double-stage heat pump requires a 7.7% smaller downstream compressor size than the single-stage heat pump.

Keywords: <TECHNOLOGY AND ENGINEERING SCIENCE>, <HEAT PUMPS>, <COMPRESSURE CYCLES>, <DOUBLE STAGE>, <SINGLE STAGE>.

INTRODUCCIÓN

Las bombas de calor son máquinas térmicas, que como su propio nombre lo dice, entregan calor a un medio. En esta investigación se encontrará información básica de los componentes de las bombas de calor como son condensador, compresor, los dispositivos de expansión y el evaporador.

La bomba de calor se la llama así debido a que es capaz de bombear calor de un ambiente menos caliente y lo envían a otro a menor temperatura para calentarlo. En países donde la temperatura ambiente es más extrema, las bombas de calor pueden funcionar como un enfriador para la temporada de verano y lo contrario para invierno, teniendo muchos beneficios energéticos y económicos al momento de comparar con las instalaciones de climatización convencionales como las calderas de gas y calentadores eléctricos.

Por otro lado, el agua caliente sanitaria (ACS) es agua potable que puede consumir el ser humano. Este término no es muy conocido en el país, ya que para obtener agua caliente generalmente se suele instalar un calefón o por medio de resistencias eléctricas; un ejemplo de ello es la ducha eléctrica. Mientras que, en otras regiones, como en Norteamérica y Europa, el ACS es producida por medio de paneles solares, bombas de calor e inclusive por la energía de géiseres.

De esta manera, las bombas de calor ofrecen una alternativa distinta para la producción de ACS, para lo cual se necesita saber cuál es la bomba de calor más indicada para realizar este trabajo; por lo tanto, se realiza una modelación y simulación de los ciclos de compresión de las bombas de calor realizadas con las mismas condiciones; para finalmente comparar las principales características termodinámicas de las bombas de calor, entonces se sabrá cuál es el porcentaje de diferencia que existe entre los ciclos de compresión de cada bomba de calor.

Objetivo General

Comparar bombas de calor con ciclo de compresión simple etapa y ciclo de compresión con inyección de vapor para producción de agua caliente sanitaria.

Objetivos específicos

- Realizar una revisión sobre bombas de calor con ciclos simple etapa y ciclos de compresión con inyección de vapor
- Modelar una bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa
- Modelar una bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor
- Simular el desempeño de las bombas de calor para producción de agua caliente sanitaria

- Establecer una comparación en términos de COP, Capacidad calorífica, consumo energético y tamaño de compresor.

CAPÍTULO I

1. Marco teórico referencial

El presente capítulo es esencial para extender una explicación teórica de la producción de agua caliente sanitaria y describir las tecnologías más utilizadas.

1.1 Agua caliente sanitaria

El concepto de ACS básicamente es agua para consumo humano que ha sido previamente calentada hasta un determinado nivel térmico.

1.1.1 Normativa ecuatoriana para ACS

La NORMA ECUATORIANA DE LA CONSTRUCCIÓN (2011, p. 25), en el capítulo 16, presenta la tabla 1, en donde se indican las temperaturas que deben alcanzar, dependiendo del tipo de edificación y el aparato sanitario en donde se va a usar el ACS.

Tabla 1-1: Temperaturas y consumos de agua en aparatos sanitarios

Tipo de edificación	Aparato	Temperatura (°C)	Consumo por llenado (L)	Tiempo de llenado (minutos)
Vivienda	Bañera	38	150	15
	Bidet	35	5	2
	Ducha	40	45	6
	Lavamanos	35	2	2
Casas de salud y hospitales	Bañera	38	250	4
	Baño de asiento	38	60	2
	Baño medicinal	36	200	3
	Ducha	38	100	5
	Hidromasaje	36	600	5
	Lava brazos	40	30	25
	Lavapiés	40	35	20
	Para esterilizar	85 a 90	-	-
Hoteles y restaurantes	Bañera	38	200	15
	Ducha	38	60	6
	Lavamanos	35	6	1

Fuente: (NORMA ECUATORIANA DE LA CONSTRUCCIÓN, 2011, p. 25)

Esta norma, además, proporciona recomendaciones dependiendo del tipo de instalación:

- Si las instalaciones son puntuales de servicio instantáneo, se debe colocar instrumentos eléctricos, seguidos de la salida del aparato sanitario al momento en que se necesite el agua caliente. Este instrumento solo se usa cuando la temperatura oscila entre los 35°C y 45°C.
- Si las instalaciones son autónomas, en cambio se usarán elementos autónomos para cada vivienda o lugar en donde se necesite el ACS, que pueden ser calentadores a gas o eléctricos (resistencia eléctrica o níquelina sumergida). Los calentadores a gas deberán contar con encendido automático, su ubicación debe ser de fácil acceso y lo suficientemente ventilado. La temperatura del agua en este tipo de instalaciones será de 60°C.
- Las instalaciones centralizadas con acumulación se usarán cuando se requiera de grandes cantidades de agua, en donde, el volumen de la demanda será calculada en función de la temperatura del agua que se requiera, como indica la siguiente fórmula:

$$v_w = \frac{(T_s - T_{in})}{(T_{out} - T_{in})} v_d \quad (1)$$

Donde:

v_w = volumen de agua acumulado, capacidad del termo (L)

v_d = volumen de agua demandado para consumo (L)

T_s = temperatura de uso del agua en el mueble sanitario (°C)

T_{in} = temperatura del agua fría de ingreso (°C)

T_{out} = temperatura del agua a la salida (°C)

1.1.2 Normativa internacional para ACS

Con respecto a la normativa internacional, se hará referencia a la Guía técnica de agua caliente sanitaria central, proporcionada por la ATECYR (2010, pp. 7-11), la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración de España, la cual recoge varias normas técnicas referentes a la producción, instalación y consumo de ACS. La guía proporciona información partiendo desde la la producción, los componentes, esquemas y mantenimiento de las instalaciones de ACS. Además, brinda información para la prevención de la proliferación de la bacteria llamada legionelosis, la cual se reproduce en agua estanca, con suciedad y a una temperatura de entre 20 a 45°C.

La ATECYR, proporciona condiciones de temperatura del ACS cuando está acumulada, la cual debe estar a una temperatura mínima de 60°C, en los puntos más alejados a 50°C y las instalaciones realizadas deberán permitir que el agua alcance una temperatura de 70°C.

1.2 Tecnologías disponibles para obtención de ACS

Para la obtención de ACS existen varios tipos de calentadores, a continuación, se brinda una explicación de estos para saber el funcionamiento y la fuente de calor que utilizan.

1.2.1 Calderas de gas

García González (2018, pp. 14-15), menciona que las calderas de gas son calentadores de calentamiento-instantáneo, lo que significa que, cuando los usuarios necesitan agua caliente, éstos lo calientan de manera directa por medio de una llama que calienta la red del circuito, que normalmente son serpentines. Todas las calderas de gas funcionan de la misma manera, lo que cambia es el combustible que genera la llama. En Ecuador las calderas de gas usualmente son los calefones a gas o mejor llamado GLP (Gas Licuado de Petróleo).



Figura 1-1: Caldera a gas (calefón)

Fuente: <https://n9.cl/odj2z>

A continuación, se presenta una tabla con los factores de emisión para producción de ACS, teniendo en cuenta tres tipos de combustibles para calderas de gas:

Tabla 2-1: Factores de emisión para producción de ACS

Energía	Tecnología	Rendimiento %
Gasóleo	Caldera estándar	75
	Caldera condensación	92
Gas natural	Caldera estándar	92

	Caldera condensación	108
	Calentador	86
GLP	Caldera estándar	92
	Caldera condensación	108
	Calentador	86

Fuente: (Samaniego, et al., 2016, p. 62)

1.2.2 *Calentadores solares*

San Juan & Barros (2011, pp. 33-34) indican el funcionamiento de los calentadores solares o llamados también colectores solares. Estos dispositivos reciben la energía solar en forma de radiación solar y la transforma en energía térmica. Esta energía es usada para calentar agua para uso doméstico, llegando a superar los 50°C. El calentador solar tiene una superficie que absorbe la radiación solar, esta superficie está albergada en una caja con una placa transparente en la parte superior que debe estar de cara al sol. Cuando la radiación del sol atraviesa la placa, la superficie absorbe el calor y lo transmite al agua, además, el calor queda atrapado en la caja. El agua calentada por medio de una tubería se transporta hacia el tanque de almacenamiento y está lista para el consumo humano.



Figura 2-1: Calentador solar

Fuente: <https://n9.cl/9axr1z>

La eficiencia de los calentadores solares varía por diversos factores, ya sea, dependiendo la ubicación geográfica, las condiciones del clima local, la estación del año, la cantidad de horas de exposición al sol por día y también de la manera como los usuarios vayan a usar el ACS.

1.2.3 *Calentadores eléctricos*

Los calentadores eléctricos calientan el agua por medio de resistencias eléctricas y de la misma manera que las calderas de gas, son calentadores de agua instantáneos, ya que, el agua ingresa al depósito en donde se acumula hasta crear una presión la cual active los contactos, de esta manera

pasa electricidad por las resistencias creando energía calórica necesaria para que el agua se caliente (Yanchaliquín, 2017, pp. 7-8).



Figura 3-1: Calentador eléctrico (ducha eléctrica)

Fuente: <https://n9.cl/xe3tf>

1.2.4 Calentadores de biomasa

Para hablar de biomasa, primero se debe aclarar que se trata de un conjunto de productos biodegradables y residuos de origen biológico, que pueden ser generados por explotación forestal, agricultura, subproductos industriales e incluso residuos industriales y urbanos. La biomasa tiene muchos beneficios como, mayor potencia calórica, humedad de menor grado, reducción de cenizas, una mejor combustión y sobre es una fuente renovable de energía (Ventil, 2011, p. 3).

Arnabat (2015) manifiesta que los calentadores de biomasa queman el combustible (pellets, astillas, desechos forestales, etc.) encendiendo una llamarada horizontal que entra en la caldera. El calor producido es conducido a la instalación de agua a un intercambiador que se encuentra incorporado en la caldera y de esta manera se obtiene ACS.



Figura 4-1: Calentador de agua caliente para uso doméstico, con caldera de biomasa para calentar

Fuente: <https://n9.cl/09s9>

1.2.5 Bombas de calor para ACS

La bomba de calor para ACS está formada por un acumulador de agua y una bomba de calor. La bomba de calor calienta el agua fría almacenada en el interior del acumulador por medio de un serpentín condensador. El evaporador puede tomar energía del aire del exterior, y cuenta con un conducto de entrada y uno de salida de aire. O se puede tomar el aire del lugar en donde se lo instale para no tener los conductos, pero lo más recomendable es que tome el aire del exterior, para que se renueve (Iturbe, 2017).



Figura 5-1: Bomba de calor para ACS

Fuente: <https://n9.cl/o5gs>

1.3 Bombas de calor

Las bombas de calor son dispositivos que transfieren calor desde una fuente de menor temperatura hacia un ambiente predeterminado para aumentar su temperatura, por medio del empleo de trabajo externo (Muñoz, 2020, p. 4).

1.3.1 Descripción general

Las bombas de calor son dispositivos cíclicos que se rigen por el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Estos equipos están compuestos principalmente por un compresor, un condensador, una válvula de expansión y por un evaporador (Muñoz, 2020, p. 5).

La bomba de calor sigue un ciclo frigorífico por compresión de vapor, en donde se pueden identificar cuatro procesos:

1. Proceso de evaporación: origina la absorción de calor (enfriamiento), mediante la evaporación del fluido refrigerante a baja presión en el interior de un intercambiador de calor, evaporador.

2. Proceso de compresión: eleva la presión del gas refrigerante y su contenido energético por medio de un compresor.
3. Proceso de condensación: produce el suministro de calor (calentamiento), condensándose el gas a alta presión dentro de otro intercambiador de calor, condensador.
4. Proceso de expansión: reduce la presión del fluido refrigerante, por medio de un dispositivo de expansión, pasando de estado líquido a una mezcla de líquido y vapor a la presión del evaporador.

1.3.2 Tipos de bombas de calor

Existen varios tipos de bombas de calor que se pueden clasificar según los siguientes criterios:

- a) Según su principio de funcionamiento
 - Compresión de vapor: ciclos de compresión de vapor. Compresión accionada con motor eléctrico o de combustión.
 - Absorción/adsorción: ciclos de absorción/adsorción. Accionamiento térmico.
 - Efecto Peltier: bombas de calor electrotérmicas.
- b) Según el medio del que se extrae calor
 - Aerotérmicas: estas bombas recogen la energía del aire del ambiente en el que se encuentra instalada.
 - Geotérmicas: la energía calórica es tomada de la tierra, en el caso de las bombas de calor geotérmicas tierra-agua; o del agua del subsuelo, en el caso de bombas de calor agua-agua.
 - Hidrotérmicas: extrae la energía calórica de fuentes hídricas tales como un río o agua subterránea o aguas residuales.
 - Solares: extrae la energía calórica del sol por medio de paneles o colectores solares.
- c) Según su uso
 - Calefacción
 - Calefacción y refrigeración (reversibles)
 - Calefacción y ACS
 - Calefacción, refrigeración y ACS
 - ACS
 - Industriales (tienen características especiales)
- d) Según el medio del que se extrae y aporta calor: se nombre primero el foco frío y después el foco caliente, en otras palabras, se nombra primero el medio de donde se va a extraer la energía calórica y después al ambiente en donde va a ser entregada dicha energía.
 - Aire – Aire

- Aire – Agua
 - Agua – Aire
 - Agua – Agua
 - Tierra – Aire
 - Tierra – Agua
 - Solar – Aire
 - Solar – Agua
- e) Según su construcción
- Compactas: todos los componentes se encuentran en una misma carcasa.
 - Split o partidas: los componentes se dividen en dos partes, una que se encontrará en la parte exterior y la segunda en la parte interior.
 - Multi – Split: se dividen en varios componentes, una parte exterior y varias partes interiores.
- f) Según su modo de funcionamiento
- No reversibles: son bombas de calor que solamente pueden entregar calor.
 - Reversibles: estas bombas son capaces de entregar frío o calor, no al mismo tiempo, utilizando una inversión de ciclo de compresión de vapor.
 - Termofrigobombas: este tipo de bombas de calor tienen la capacidad de entregar calor y frío al mismo tiempo.
- g) Según el sistema de regulación de capacidad
- Sin regulación de capacidad: usan compresores de velocidad fija.
 - Regulación de capacidad por etapas: se puede regular de dos formas distintas; usando un solo compresor con regulación de etapas o usando dos o más compresores de velocidad fija.
 - Regulación de capacidad continua, inverter: este tipo de regulación tiene una característica especial, usa un sistema llamado inverter, el cual regula el funcionamiento de los compresores para que trabajen a una velocidad más constante.
- h) Según el rango de las temperaturas de operación
- Normales: con una temperatura de fuente de 40°C, puede entregar 80°C al foco caliente.
 - Alta temperatura: con una temperatura de fuente de 60°C, puede entregar 100°C al foco caliente.
 - Muy alta temperatura: con una temperatura de fuente de 100°C, puede entregar 160°C al foco caliente.

1.3.3 Componentes

1.3.3.1 Compresores

Los compresores son máquinas térmicas que tienen la finalidad de aportar energía al fluido de trabajo que puede ser gas o vapor. El compresor incrementa la presión inicial del fluido hasta una presión mucho mayor. El compresor es accionado por un motor eléctrico que puede estar dentro o fuera del mecanismo de compresión.

Los compresores tienen un gran campo de utilización, ya que existe un amplia gama de compresores, a continuación se presenta una clasificación de ellos:

- a) **Compresores dinámicos:** mediante un rotor, estos compresores incrementan la energía cinética del fluido y a través de un difusor se desacelera el fluido ocasionando un incremento de presión. Estos compresores necesitan grandes caudales por lo que son usados en procesos que necesiten una gran capacidad de refrigeración.
- b) **Compresores de desplazamiento positivo:** llamados también compresores volumétricos. Estos compresores insertan el fluido en un espacio ya determinado y el aumento de presión se logra gracias a la reducción de volumen. Estos compresores se dividen en dos tipos:
 - **Reciprocantes:** por medio de un pistón que se mueve cíclicamente dentro de un cilindro y de esta forma se consigue la reducción de volumen.
 - **Rotatorios:** tienen elementos rotatorios acoplados entre sí, entregando un volumen fijo por cada rotación, como por ejemplo los compresores de tornillo, de anillo, de aletas y scroll.

Una de las tecnologías más importantes en las bombas de calor son los compresores scroll. En ellos la compresión ocurre por medio de dos elementos con forma de espiral que se encuentran en la parte superior por encima del motor (Fernández, 2010, p. 34).

En la siguiente figura se observa como ingresa el refrigerante por la parte inferior, pasa alrededor del motor y es aspirado por la apertura de los espirales.

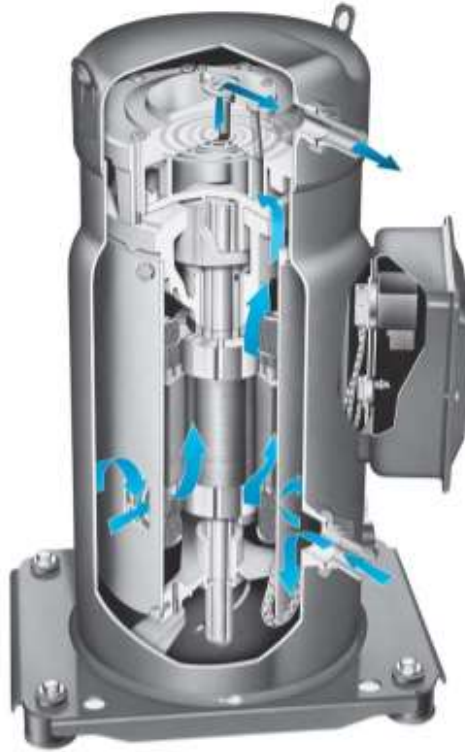


Figura 6-1: Esquema del funcionamiento de un Compresor Scroll

Fuente: (Fernández, 2020, p. 15)

- **Rendimientos o eficiencias de un compresor:** se pueden definir tres tipos de rendimientos, los cuales se mencionan a continuación:

- Eficiencia mecánica: es una medida de los rozamientos mecánicos del compresor, pistón-cilindro, biela, etc.

$$\eta_{mec} = \frac{\text{Trabajo absorbido según el ciclo indicado del compresor}}{\text{Trabajo absorbido en el eje del compresor}} \quad (2)$$

- Eficiencia eléctrica del motor: contabiliza las pérdidas que se producen en el motor eléctrico.

$$\eta_{eléct} = \frac{\text{Potencia mecánica absorbida en el eje del compresor}}{\text{Potencia eléctrica absorbida por el motor}} \quad (3)$$

- Eficiencia global: contabiliza las pérdidas que se producen en el motor eléctrico.

$$\eta_{com} = \frac{\text{Trabajo teórico absorbido por el compresor}}{\text{Trabajo real absorbido por el compresor}} \quad (4)$$

- **Compresor Scroll con inyección de vapor**

El compresor scroll con inyección de vapor es una modificación del compresor scroll convencional, puesto que estos sistemas presentan un ingreso de refrigerante durante el segundo giro (durante la compresión isoentrópica). Este refrigerante proviene de un intercambiador de calor (economizador) (Fernández, 2010, pp. 5-6).

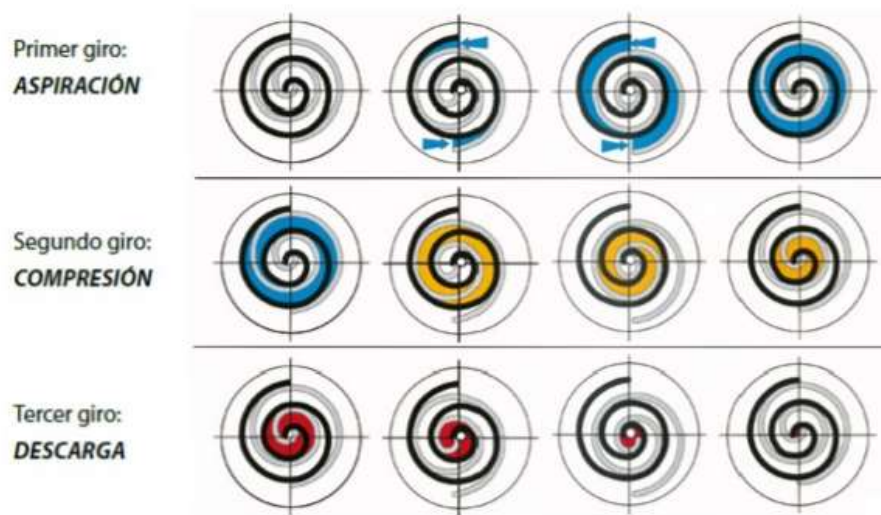


Figura 7-1: Movimientos realizados por el espiral de un compresor scroll
Fuente: (Fernández, 2020, p. 16)

1.3.3.2 Dispositivos de expansión

Los dispositivos de expansión son los encargados de controlar el paso de refrigerante y dividir la parte de alta presión con la de baja presión en el ciclo. Puede haber varios tipos de dispositivos de expansión como:

- **Capilares:** son tubos capilares que usan tubería de cobre con una longitud de 1 a 6 metros que pueden trabajar con distintos refrigerantes. Los tubos capilares tienen como función principal conservar el constante flujo de refrigerante y de esta manera reducir la presión del condensador. Estos dispositivos se los instala acorde a la energía que deba incrementar o retirar de un espacio en forma de calor.



Figura 8-1: Tubo capilar de 500mm de longitud

Fuente: <https://n9.cl/7zqv5>

- Válvulas de expansión termostáticas: estas válvulas son las encargadas de regular la inyección de refrigerante líquido en los evaporadores cuando éstos están secos. Las válvulas de expansión termostáticas tienen tres funciones, una de ellas es reducir la presión del refrigerante líquido que ingresa al evaporador y que a baja temperatura se evapora; la segunda función es, controlar el refrigerante que va a entrar al evaporador para que tenga líquido para evaporar y finalmente controlar el sobrecalentamiento del gas en la salida del evaporador (Velázquez & Vanegas, 2011, pp. 42-43).



Figura 9-1: Válvula de expansión termostática

Fuente: <https://n9.cl/jtdm>

- Válvulas de expansión electrónicas: estas válvulas tienen las mismas funciones de la válvula termostática que es controlar un sobrecalentamiento constante, con la diferencia que utilizan transductores de presión, sensores de temperatura y un controlador electrónico. Estos aparatos miden continuamente el sobrecalentamiento y regulan la válvula a la necesidad del sistema. Estas válvulas pueden usar todo tipo de refrigerantes y es una tecnología que ofrece grandes beneficios ya que ahorran energía y son mejores al momento de ajustar el sobrecalentamiento (Garay, 2017).



Figura 10-1: Válvulas de expansión electrónicas
Fuente: <https://bit.ly/35Keoon>

1.3.3.3 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos que sirven para transferir calor entre dos fluidos, que pueden estar en contacto o separados por una barrera sólida. Estos dispositivos son importantes en los sistemas de climatización o refrigeración porque permiten el intercambio de energía entre el refrigerante y los fluidos secundarios como el aire o el agua.



Figura 11-1: Intercambiador de calor
(condensador y evaporador)
Fuente: <https://n9.cl/ij0w>

De manera general, en una bomba de calor se pueden encontrar los siguientes intercambiadores de calor:

- Condensador: el condensador recoge el refrigerante que llega desde el compresor en estado de vapor sobrecalentado a temperatura elevada y cede calor a un medio que puede ser aire o agua. Este enfriamiento produce la condensación del fluido frigorífico. La transferencia de calor se favorece mediante el uso de tubos aleteados, o ventiladores si la refrigeración se realiza por aire. El condensador entrega la energía que necesita el evaporador.
- Evaporador: este elemento produce el efecto frigorífico por ebullición del fluido refrigerante procedente del sistema de expansión. Es un intercambiador de calor, donde,

el refrigerante que después de la expansión se encuentra como vapor húmedo, absorbe calor del medio, que puede ser agua o aire, para cambiar de estado hasta que todo sea gaseoso gas. Cuanto mayor sea la porción líquida del vapor húmedo, mayor será el efecto frigorífico (Rey, et al., 2005, pp. 23-27).

- Economizador: es un intercambiador de calor que transfiere energía desde una línea de mayor temperatura hasta una línea de menor temperatura dentro del ciclo frigorífico. Este dispositivo es utilizado en sistemas que tienen configuraciones con compresión con inyección de vapor. Pueden ser intercambiadores de placas soldadas, cuando los fluidos son líquidos o gases a presiones más elevadas que la atmosférica.

1.4 Bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa

Estas bombas de calor utilizan un sistema de compresión que consta de un solo compresor que eleva la presión del refrigerante en una sola carrera de compresión. Éste es el más común de los sistemas; gracias a la simplicidad y versatilidad ya que es capaz de absorber grandes cargas térmicas, consiguen elevadas relaciones de compresión, usa un sistema con estanque de recirculación de refrigerante (RUA, 2011, pp. 3-4).

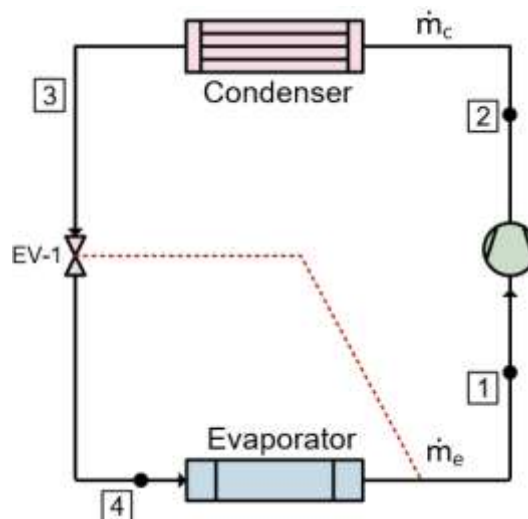


Figura 12-1: Esquema de funcionamiento básico
Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Muñoz (2020, p. 6) menciona que el funcionamiento de las bombas de calor por compresión de vapor consta de cuatro procesos, que se representan en la figura 13-1:

Primero, los procesos (1-2) y (1-2s) son procesos de compresión. El proceso (1-2) representa la curva de compresión real y el segundo (1-2s) es una compresión isoentrópica. La compresión inicia en el punto 1, cuando el vapor saturado se lo tiene que comprimir hasta llegar a la presión de condensación, cambiando el estado del refrigerante a vapor sobrecalentado.

En el segundo proceso (2-3); en el punto (2) el refrigerante se encuentra en estado de vapor sobrecalentado, debe ingresar al condensador a una temperatura elevada, permitiendo la

transferencia de calor del refrigerante a la fuente de mayor temperatura logrando que el refrigerante se condense.

El tercer proceso (3-4); en el punto (3), el refrigerante se encuentra en estado de líquido saturado, el cual debe ingresar a la válvula de expansión, produciendo un estrangulamiento que disminuye la presión del refrigerante.

El cuarto y último proceso (4-1); el refrigerante ingresa al evaporador (4) y gracias a la disminución de presión, la temperatura del refrigerante es baja, lo que permite tomar energía desde la fuente de menor temperatura, lo que ocasiona que el refrigerante se evapore completamente, cambiando el estado del refrigerante a vapor saturado (1), de esta manera, se completa el ciclo.

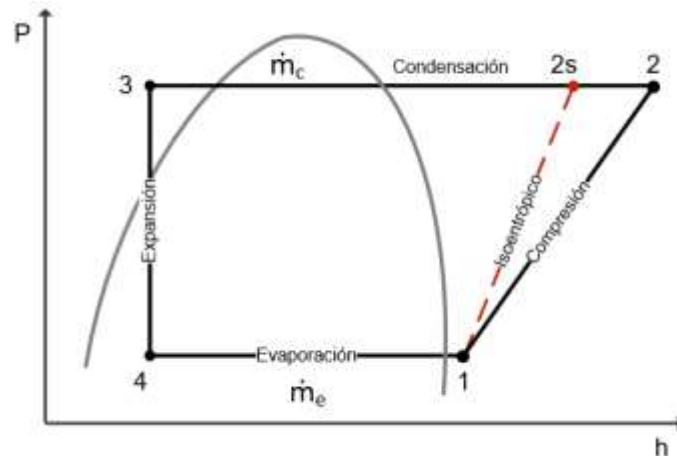


Figura 13-1: Diagrama P-h ciclo de compresión simple
Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Una de las limitaciones más importantes de la bomba de calor simple etapa, es cuando trabaja con una temperatura de evaporación muy baja o con una temperatura de condensación muy alta; al tener estas condiciones, la relación de compresión a la que operan los compresores son muy elevadas, provocando que las eficiencias isentrópica y volumétrica, sean poco productivas; ya que, la capacidad calorífica y el COP disminuyen por la relación existente entre la capacidad calorífica y el consumo energético del compresor, además que la temperatura de descarga aumentaría hasta que el compresor presentara fallos mecánicos por daños a la calidad del aceite lubricante del compresor. El uso de la bomba de calor doble etapa es una de las soluciones, debido a que, este ciclo de compresión procura que la temperatura de descarga sea reducida y aumentar la capacidad calorífica y el COP cuando la bomba de calor opera con grandes diferencias de temperatura de condensación y evaporación. En especial, para la producción de ACS, la temperatura de condensación es muy alta, por otra parte, la bomba de calor aerotérmica, puede trabajar con temperaturas bajas de evaporación lo que beneficia a los países en donde los climas son fríos. Por último, los ciclos de compresión doble etapa pueden ser una alternativa para mejorar el rendimiento en las bombas de calor para producir ACS (Tello, et al., 2018, pp. 52-53).

1.5 Bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor

La bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor es denominada un ciclo de compresión doble etapa, el cual cuenta con mecanismo de inyección de vapor; tiene como finalidad inyectar refrigerante vapor en el punto intermedio del proceso de compresión para reducir la temperatura de descarga del compresor. La inyección de vapor se puede realizar en compresores de dos etapas o en compresores con inyección intermedia (Tello, et al., 2018, p. 54).

1.5.1 Configuraciones para la inyección de vapor

Hay dos posibilidades que son más habituales de acuerdo con el compresor que se seleccione para el ciclo.

Primero, se puede tener un compresor scroll con inyección de vapor, con sus siglas en inglés SCVI (scroll compressor with vapor-injection), representado en la figura 14-1 (a); o un compresor de dos etapas, que puede ser compresor recíprocante de dos etapas, con sus siglas en inglés TSRC (two-stage reciprocating compressor) o compresor scroll de dos etapas, con sus siglas en inglés TSSC (two-stage scroll compressor), representados en la figura 14-1 (b). La figura 15-1 muestra el esquema de funcionamiento del ciclo doble etapa con cualquiera de las dos opciones, en cuanto a selección de los compresores (Tello, et al., 2019, pp. 4-6).

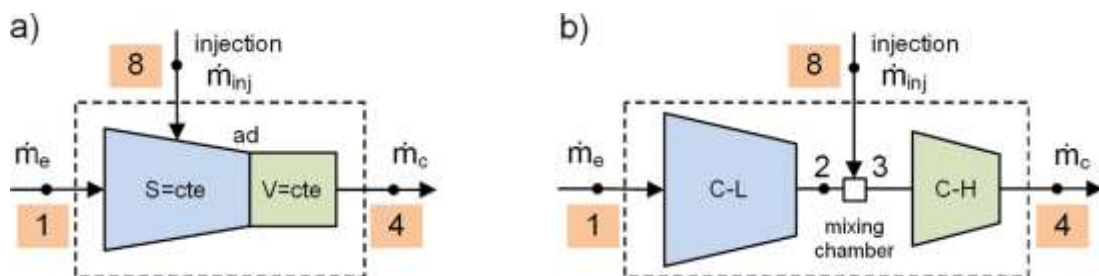


Figura 14-1: Esquema modelo de los compresores de inyección de vapor, a) SCVI; b) TSRC/TSSC

Fuente: (Tello, et al., 2019, p. 6)

En el primer caso, figura 14-1 (a), en el SCVI, el flujo másico del evaporador ingresa por la entrada de compresor (punto 1) a la cámara del compresor que se mezcla y comprime con el vapor de inyección que ingresa por el punto 8. Esta mezcla comprimida a volumen constante ingresa al condensador (punto 4), para seguir con el ciclo.

En cambio, en el segundo caso de la figura 14-1 (b), en el TSRC/TSSC, el flujo másico ingresa por la entrada de compresor (punto 1), a la primera etapa de compresión (C-L) del compresor, que comprime el flujo y lo envía por el punto 2 a una cámara de mezclado, conjuntamente con el vapor que ingresa por el punto 8, esta mezcla se entrega por el punto 3 a la segunda etapa de compresión (C-H) que comprime el refrigerante de nuevo entregándolo al condensador (punto 4) y sigue con el ciclo.

En la figura 15-1 se puede apreciar en una parte del esquema, un economizador, este componente se lo tratará con mayor énfasis más adelante; lo importante es observar cómo se inyecta el vapor de refrigerante, ya sea el sistema de compresores TSRC/TSSC o con el compresor SCVI.

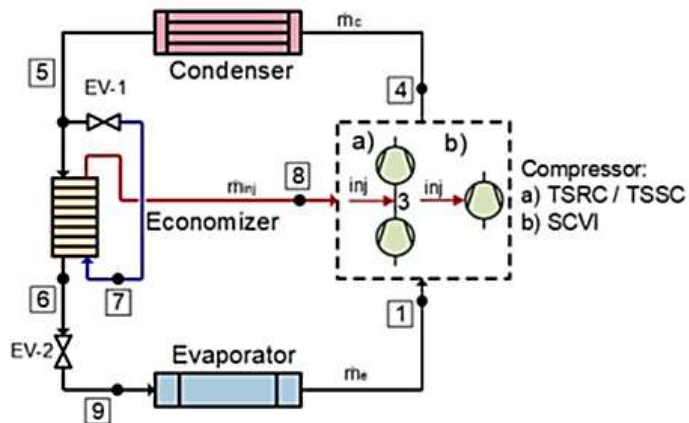


Figura 15-1: Esquema de funcionamiento del ciclo doble etapa
Fuente: (Tello, et al., 2019, p. 5)

1.5.2 Mecanismos de inyección de vapor

Hay dos configuraciones para la inyección de vapor, una de ellas es el uso de un economizador y la otra alternativa es el uso de un tanque de vapor flash o “flash tank” en inglés. En la figura 16-1 se muestra el esquema general del ciclo doble etapa con las configuraciones de inyección que se pueden instalar en la parte que se encuentra segmentada de la figura 14-1.

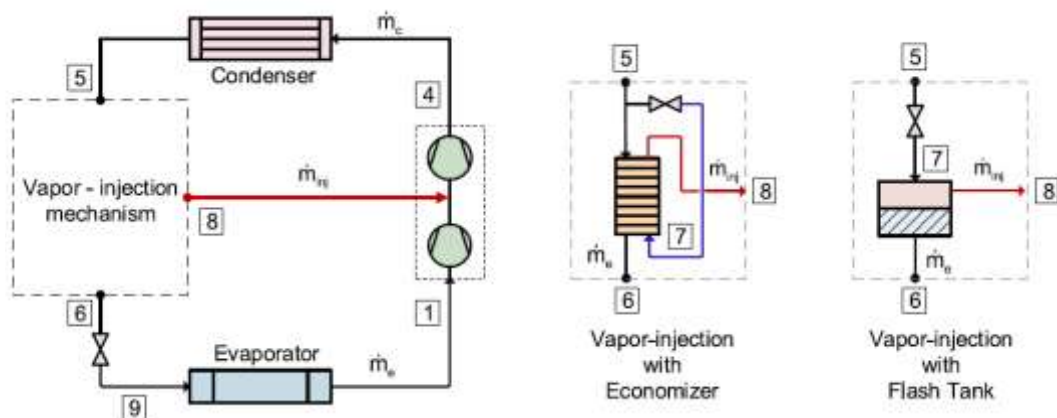


Figura 16-1: Esquema general ciclo doble etapa con los sistemas de inyección de vapor
Fuente: (Tello, et al., 2018, p. 54)

En las siguientes dos imágenes, se observa dos configuraciones de compresión con inyección de vapor. Desde el punto 1 hasta el punto 5 tienen el mismo funcionamiento que se explicó anteriormente, los puntos a explicar para esta parte de la investigación son, desde el punto 5 hasta el punto 9, con la inyección de vapor que es el punto 8.

La inyección de vapor con economizador tiene el diagrama P-h que se observa en la figura 17-1. A partir de que el flujo es expulsado del condensador, punto 5, el flujo tiene dos caminos que debe recorrer. En el punto 5 el flujo se encuentra en estado líquido, este líquido debe dividirse

tanto para el punto 6 y para el punto 7. En el tramo 5-7, el líquido debe pasar por una válvula para bajar la presión y llegar al punto 7; pero, se necesita vapor sobrecalentado, entonces, este flujo que en este punto se encuentra en estado bifásico, ingresa por el intercambiador (economizador) y es calentado gracias a que el tramo 5-6 sede calor. De esta manera se obtiene vapor para inyectar a la etapa de compresión (Tello, et al., 2018, p. 53).

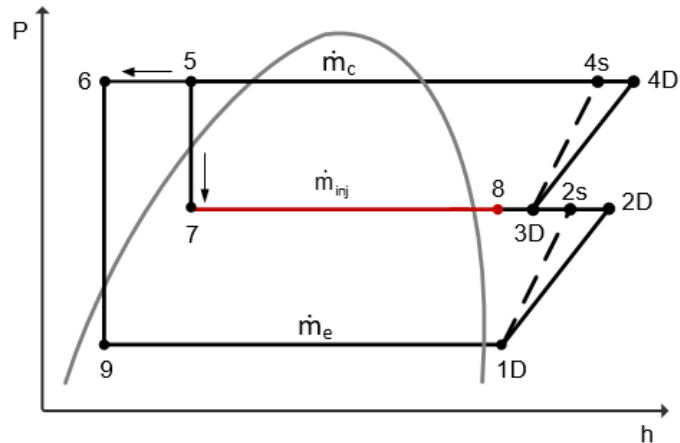


Figura 17-1: Diagrama P-h de inyección de vapor con economizador
 Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Mientras que con la inyección de vapor con flash tank, se obtiene el diagrama P-h de la figura 18-1 y de la misma manera del caso anterior, la explicación se la hace a partir del punto 5 en donde, el líquido del condensador es expansionado hasta el punto 7 que se encuentra en estado bifásico. El flash tank divide el vapor saturado y el líquido saturado. El vapor permanece en la parte superior del tanque y se inyecta después de la primera etapa de compresión. El líquido que se encuentra en la parte inferior del tanque es expansionado hasta la presión de evaporación para completar el ciclo (Tello, et al., 2018, p.54).

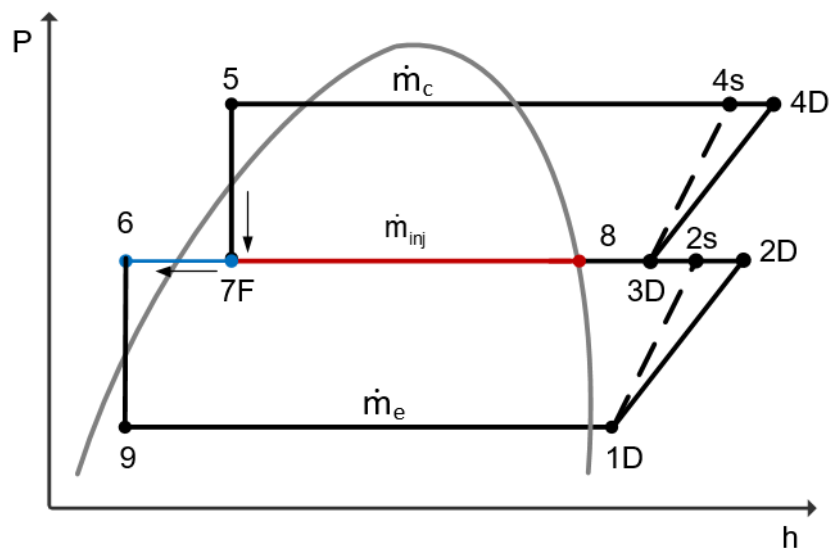


Figura 18-1: Diagrama P-h de inyección de vapor con flash tank
 Realizado por: (López, Bryan, 2021)

La obtención del vapor para la inyección, se la realiza a la salida del condensador, en donde se encuentran dos tramos que divide el \dot{m}_c en dos; uno que lleva directamente al intercambiador de calor para posteriormente entregarlo al evaporador (\dot{m}_e) y en el segundo tramo se obtiene el vapor (\dot{m}_{inj}), el cual ingresa a menor temperatura, pero sin perder presión, por lo tanto, la potencia que necesita el segundo compresor es menor para la segunda compresión, la obtención del \dot{m}_{inj} no aumenta energía al sistema y obtiene una mejor eficiencia para el ciclo (Ródenas, 2017, pp. 4-5).

En condiciones extremas como se las mencionó en el caso del ciclo simple etapa, la inyección de vapor es una muy buena alternativa para mejorar la capacidad calorífica y el COP ya que, al inyectar el vapor extraído de la etapa de condensación se puede garantizar la correcta operación del ciclo (Tello, 2014, pp. 78-79).

1.6 Refrigerantes

1.6.1 Definición

Los refrigerantes son cuerpos o sustancias que tienen la capacidad de enfriar otros cuerpos o sustancias absorbiendo su calor (Plazas, 2012, p. 39). Además, hay otro concepto muy importante desde otro punto de vista de la refrigeración por compresión mecánica, que el refrigerante puede ser un agente para transportar calor, el cual es absorbido cuando se evapora a baja presión y temperatura hasta que se libera en el condensador a altas temperaturas y presiones. Cualquier líquido que pueda cambiar su estado de líquido a vapor e inversamente, cuando puedan hacerlo en cierto rango de presiones y temperaturas, puede ser usado como refrigerante.

Además, en la investigación comenta que desde el año 2000 se descontinuarían varios refrigerantes, lo que se hizo realidad, entre ellos, el R-11, R-12, R-113, etc., porque estos refrigerantes son perjudiciales para la capa de ozono y fueron reemplazados por otros refrigerantes más amigables con el medio ambiente como el R-123 o el R-134a.

1.6.2 Clasificación de refrigerantes

En general los refrigerantes podemos clasificar los refrigerantes como:

- Inorgánicos, como el agua o el NH_3 (Amoníaco)
- Origen orgánico: halocarbonos/hidrocarburos
 - CFC: contienen cloro, flúor, y carbono, no contienen hidrógeno en su molécula química lo que la hace estable, que es una característica perjudicial para la capa de ozono porque permanece mucho tiempo en la atmósfera causando el efecto invernadero. Los refrigerantes R-11, R-12 y R-115 desde el año 1995 está prohibida su producción.

- HCFC: contienen hidrógeno carbono, flúor y cloro, son similares a los CFC, con la diferencia que estos, si contienen átomos de hidrógeno en su molécula química. El refrigerante R-22 es un ejemplo de este tipo, su potencial de destrucción de la capa de ozono es menor y a partir del año 2015 empezaba la discontinuidad de este refrigerante.
- HFC: contienen hidrógeno, flúor y carbono. Ya que este refrigerante no contiene cloro, no tiene potencial para destruir la capa de ozono, como por ejemplo el R-134a o el 141b (Nieto, 2018).
- PFC: contiene flúor y carbono, son compuestos que no dañan la capa de ozono (Miranda, 2012, p. 27).
- HFO: contienen hidrógeno, flúor y carbono. Son los refrigerantes que se consideran más ecológicos.

1.6.3 Propiedades

Los refrigerantes deben cumplir dos tipos de propiedades, las termodinámicas, las físico-químicas, en las que se pueden desglosar las siguientes:

- Propiedades termodinámicas: estas propiedades están relacionadas con el movimiento de calor. Existen tablas que publican estas propiedades en dos secciones; propiedades de saturación de líquido y vapor, que se dan en intervalos de temperatura y propiedades del vapor sobrecalentado que se dan en rangos de presión y temperatura.
 - Presión
 - Temperatura
 - Volumen
 - Entalpía
 - Densidad
 - Entropía
- Propiedades físico-químicas: estas propiedades no determinan verdaderamente el calor que un refrigerante puede absorber.
 - No debe ser toxico ni venenoso
 - No debe ser explosivo ni inflamable
 - No debe tener efecto sobre otros materiales
 - Fácil de detectar si existe fuga
 - Compatibilidad con el aceite
 - No debe reaccionar con la humedad
 - Debe ser un compuesto estable

1.6.4 Mezclas de refrigerantes

- Azeotrópicas: son mezclas de refrigerantes puros tienen un punto de ebullición único, aunque son mezclas, se comportan como sustancias puras. Un ejemplo de mezcla azeotrópicas es el R-502, que es mezcla del R-22 y R-115, con composiciones del 48.8 y del 51.2% respectivamente, los porcentajes se dan en peso, según norma estándar 34, la numeración empieza con el número 5.
- Zeotrópicas: estas mezclas se caracterizan porque al estar a la misma presión, tienen distintas temperaturas de ebullición y de condensación. Según norma estándar 34, la numeración empieza con el número 4, un ejemplo de esta mezcla es el R-404a, que se compone del R-125, R-143a y el R-134a, con proporciones del 44, 52 y 4% en peso, respectivamente (Miranda, 2012, p. 28).

1.6.5 Normativa sobre refrigerantes

En el Ecuador no existen normativas que regulen el uso de fluidos refrigerantes. Sin embargo, existen varios reglamentos, decretos y leyes internacionales que fueron creados para ayudar a la conservación de la capa de ozono y a la disminución de emisiones de gases de efecto invernadero. Algunos de estos reglamentos se mencionan a continuación:

- Real Decreto 1042/2013, establece varias medidas en materia de fiscalidad medioambiental y también aplica otras medidas tributarias y financieras en el artículo número 5, el “Impuesto sobre los Gases Fluorados de Efecto Invernadero” por el que se aprueba el Reglamento del Impuesto sobre los Gases Fluorados de Efecto Invernadero (Boletín Oficial del Estado, 2013).
- Reglamento (UE) nº 517/2014 esta norma es conocida como F-Gas y trata sobre la prohibición de gases fluorados, en donde se establecen reducciones y la prohibición del uso de los actuales gases fluorados que ocasionan el efecto de gas invernadero (INTARCON, 2020).

Además, hay dos términos muy importantes para el cuidado de la capa de ozono relacionados a los refrigerantes, uno de ellos es el ODP y el segundo es GWP.

- ODP (Ozone Depletion Potential): en español sus siglas son: Potencial de agotamiento del ozono y quiere decir que es la cantidad calculada de ozono destruido por la liberación de una cantidad de refrigerante a la atmósfera, como por ejemplo 1 kg de un compuesto comparado con el efecto que produce 1kg de CFC-11. Hay que recalcar que los ODP de los CFC al compararse con otros tipos de refrigerante son muy altos, tal que, el nivel de destrucción del CFC-11 se le asigna el valor de “1”, también que no existe una medida ODP, sino que solamente hay escalas para que puedan ser comparadas y que los

compuestos halogenados que no contienen cloro tienen un ODP igual a “0” (KIMIKAL, 2006).

- **GWP (Global Warming Potential):** es el potencial de calentamiento atmosférico. Es el número de kg de CO₂ que deben ser lanzados a la atmósfera para provocar el mismo efecto sobre el recalentamiento global que 1 kg de la sustancia que sea de muestra (Miranda, 2012, p. 40).

A continuación, se presentan tablas mostrando el ODP y GWP de los refrigerantes según su composición y su uso. Además, las tablas muestran la vida media que pueden alcanzar estos compuestos en la atmósfera.

Tabla 3-1: ODP Y GWP según el compuesto de los refrigerantes

Compuesto	Vida media (años)	ODP	GWP
CFC-11	50	1	3800
CFC-12	102	0.82	8100
HCFC-22	12.1	0.04	1500
HFC-23	264	<4x10 ⁻⁴	11700
HFC-32	5.6	-	650
CFC-114	300	0.85	9200
CFC-115	1700	0.4	9300
HCFC-124	6.1	0.03	470
HFC-125	32.6	<3x10 ⁻⁵	2800
HFC-134a	14.6	<1.5x10 ⁻⁵	1300
HCFC-142b	18.4	0.05	1800
HCFC-143a	48.3	-	3800
HFC-152a	1.5	-	450
HFC-227ea	36.5	-	2900

Fuente: (Morato, 2002, p. 6)

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

La siguiente tabla muestra el ODP Y GWP de los refrigerantes más usados y otras propiedades que son muy importantes y con los que deben contar los refrigerantes.

Tabla 4-1: ODP y GWP de los refrigerantes más usados actualmente

Refrigerante	Punto de ebullición (°C)	Temperatura crítica (°C)	Presión crítica (KPa)	ODP	GWP
R134a	-26	101	4059	0	1370
R290	-42	96.68	4247	0	20
R600a	-12	134.7	3640	0	20

R744	-78	30.98	7377	0	1
R1234yf	-29.4	94.7	3382	0	4

Fuente: (Estupiñán, et al., 2020, p. 4)

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

CAPITULO II

2. MARCO METODOLÓGICO

El presente capítulo describe la metodología que se empleó para estudiar el desempeño de bombas de calor simple etapa y bombas de calor doble etapa con inyección de vapor para producción de ACS.

El funcionamiento de las bombas de calor se simuló utilizando modelos termodinámicos de los ciclos de compresión de vapor. Los modelos fueron implementados en el programa EES. Las propiedades termo-físicas de los refrigerantes se obtuvieron de la base de datos de NIST a través del programa Refprop (Lemmon, et al., 2013).

A continuación, se detallan las bondades del programa de modelación utilizado, las ecuaciones fundamentales de los modelos térmicos y las condiciones de simulación ocupadas en el estudio para finalmente establecer una comparativa entre los dos sistemas mencionados.

2.1 Entorno EES

EES son las siglas del programa Engineering Equation Solver, este programa es de gran ayuda para resolver todo tipo de ecuaciones algebraicas, ecuaciones lineales, no lineales, ecuaciones diferenciales e integrales con gran eficiencia, además de tener la capacidad de generar gráficas, y la posibilidad de realizar estudios paramétricos de sistemas de ingeniería.

Este programa también cuenta con distintas características particulares que lo hacen especial, como el manejo de unidades tanto del sistema internacional como del anglosajón, conversión de estas unidades, el programador puede ingresar las ecuaciones en cualquier orden y diversas funciones matemáticas.

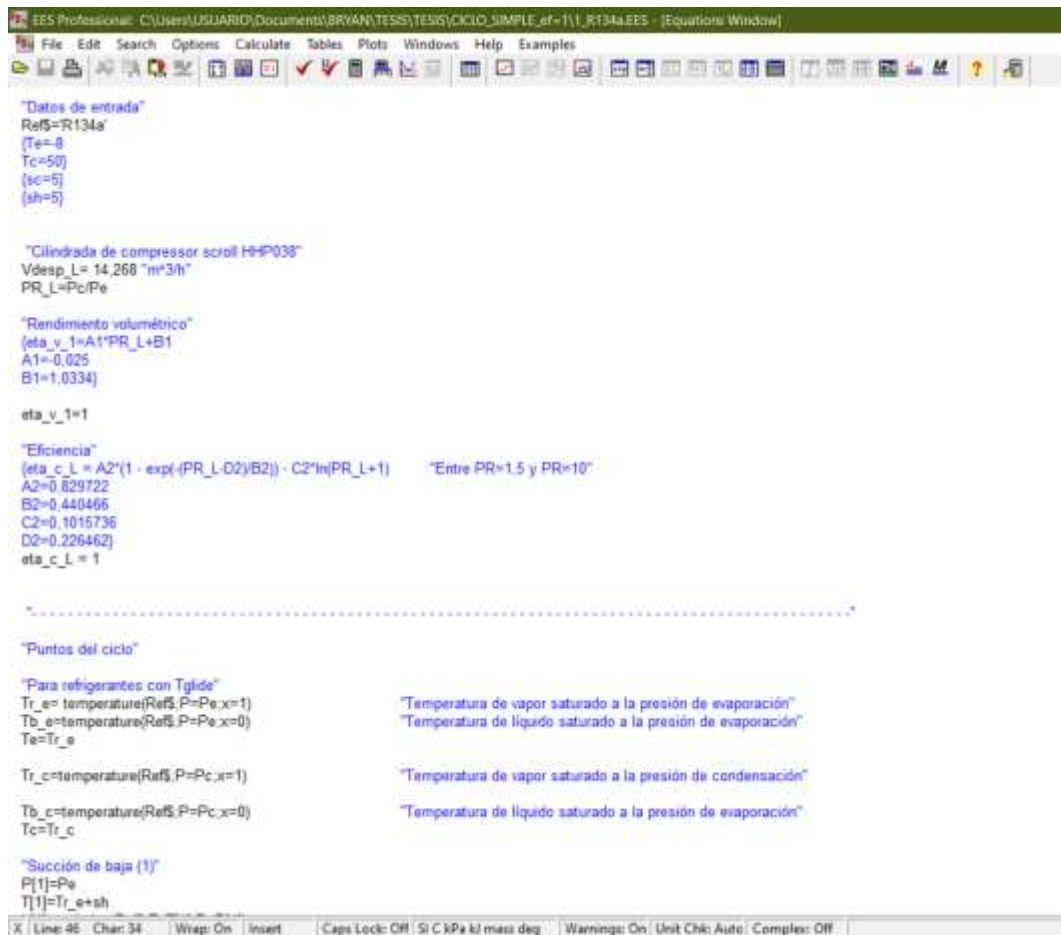


Figura 1-2: Entorno programa EES
 Realizado por: (López, Bryan, 2021)

En la barra de herramientas se puede encontrar varias opciones, entre ellas:

- Variable information: en esta opción se pueden estado de las variables, ver todas las variables del modelo, los valores y los límites de cada una de ellas.
- Funtion Information: esta opción es muy importante, ya que se pueden seleccionar las funciones que se requieran, se puede escoger entre funciones matemáticas, propiedades termofísicas, transferencia de calor, diseño mecánico, entre otras.
- Unit System: se verificar o cambiar las unidades del modelo para el sistema de unidades que sea necesario.
- Check Equations: esta opción es la encargada de verificar que el número de variables sea igual al de ecuaciones.
- Check Units: esta opción es similar a la anterior, pero esta verifica las unidades del modelo.
- Solve: resuelve el modelo.
- New Parametric Table: el EES da la posibilidad de generar tablas para estudios paramétricos, de esta forma se escogen las variables para que se visualicen en la tabla,

incluso realizando comentarios a las variables en el modelo, se pueden cambiar los valores de ingreso lo que permite ahorrar mucho tiempo.

- Solve Table: esta opción resuelve la tabla paramétrica creada para el estudio paramétrico.
- New Plot Setup: para realizar gráficas se tiene esta opción, en donde se seleccionan las variables necesarias para observar el comportamiento de las variables.
- Equations Window: si estamos revisando los resultados o mirando las gráficas, con esta opción regresamos al modelo para seguir editando o revisar las ecuaciones.
- Formateed Equations: esta opción permite ver el modelo de una forma más entendible, porque tomas todas las operaciones del modelo y las convierte en notaciones matemáticas.
- Parametric Table: se puede observar los resultados de la o las tablas que fueron creadas por el modelador.

Para esta investigación se usan las propiedades termodinámicas que ofrece este programa, teniendo como datos iniciales: la temperatura de condensación (T_c), la temperatura de evaporación (T_e), los valores del sobrecalentamiento (sh), el subenfriamiento (sc) y eligiendo el refrigerante que se va a emplear para la simulación; en este ámbito, este programa puede trabajar con una gama muy amplia de refrigerantes, lo cual lo convierte en un programa muy útil para poder seleccionar el mejor para un sistema real.

2.2 Modelación de los ciclos de compresión de las bombas de calor

La finalidad del trabajo de investigación es la comparación de los ciclos de compresión de las bombas de calor simple etapa con las bombas de calor con inyección de vapor; así que, para empezar a realizar este proceso, se construyeron modelos para simular el funcionamiento de dichas bombas, en total son cuatro modelos, dos por cada tipo de bomba de calor. En todos los modelos las eficiencias son igual a 1, ya que, se pretende comparar teóricamente las bondades de los ciclos termodinámicos independientemente del tipo de tecnología que se utilice para la compresión. Para las simulaciones se consideraron 8 refrigerantes (R-134a, R-290, R-407C, R-32, R-152a, R-410a, R-161, y R-1234yf) tomando en cuenta los más utilizados en aplicaciones de bombas de calor.

En la actualidad, el refrigerante R-134a es el más usado en las bombas de calor, por la tanto, se lo tomará como refrigerante nominal, de manera que los resultados que se obtengan con este refrigerante serán base para la comparación entre todos los refrigerantes; los refrigerantes R-410a y R-407C son mezclas de los refrigerantes HFC, y en la actualidad reemplazaron al refrigerante R-22, porque éste era muy dañino para la capa de ozono y actualmente ya no puede ser comercializado (Razzaq, et al., 2018, pp. 87-88).

Gonzales (2020, p. 235), en su estudio comparan al refrigerante R-290 con el refrigerante R-22, encontrando como resultado, que el consumo energético del propano es un 2,63% más bajo que el R-22, entonces, se lo puede usar como otra alternativa para el funcionamiento de las bombas de calor. Calleja (2018, p. 93) afirma que el propano puede ser usado como alternativa; pero lo compara con otro tipo de refrigerante, el R-404. Además, considera un refrigerante más, el R-152a como alternativa. El refrigerante R-32 tiene un ODP y GWP bajo por lo que se ha convertido en una muy buena opción para las bombas de calor, alude (Arnabat, 2019).

Capito (2019, p. 32), en su investigación realizó una ponderación entre varios refrigerantes tomando como base los valores del refrigerante R-134a, en donde, el mejor puntuado es el refrigerante R-161; además el refrigerante R-1234yf también obtuvo una puntuación mejor al refrigerante R-134a.

Además, el volumen de desplazamiento (V_{desp_L}) en las modelaciones de la bomba de calor simple etapa se en $14,27 \text{ m}^3/\text{h}$ como tamaño nominal del compresor.

2.2.1 *Modelo bomba de calor con ciclo de compresión simple*

En este primer modelo, a la bomba de calor simple etapa se le asignan valores al s_c , s_h , T_c y T_e ; al conocer los valores de estas variables y las anteriormente mencionadas en la introducción de la modelación, se puede aplicar fórmulas para encontrar las propiedades de los distintos puntos, por ejemplo, la ecuación 5 y 6:

$$T_{r_e} = T(Ref\$; P = P_e; x = 1) \quad (5)$$

$$T_{b_e} = T(Ref\$; P = P_e; x = 0) \quad (6)$$

Se usa la ecuación 5, donde la calidad (x) es igual a 1 hallando la temperatura de vapor saturado a la presión de evaporación (P_e) y cuando x es igual a 0, se calcula la temperatura de líquido saturado a la presión de evaporación. Además, en estas ecuaciones se contempla el refrigerante que se va a usar en el ciclo. Las propiedades importantes de todos los puntos de la bomba de calor son: entalpía (h), entropía (s), temperatura (T) y presión (P); progresivamente se encuentran sus valores para que al final se calcule la capacidad calorífica (\dot{Q}_c), temperatura de descarga ($T_{descarga}$), flujo másico (\dot{m}_e), coeficiente de rendimiento (COP) y otros valores secundarios.

Entonces las entalpías se calculan al aplicar la fórmula 7, en la que se necesita tres datos, uno de ellos es el refrigerante, los otros dos pueden ser: temperatura, presión, volumen específico, energía interna, entropía o calidad, todo dependerá de los datos que se sigan encontrando en cada punto del ciclo.

$$h_1 = h(Ref\$; T = T_1; P = P_1) \quad (7)$$

La ecuación 8, muestra la forma de hallar el valor de la entalpía del punto 2, en la que se debe hallar la entalpía del proceso isoentrópico; al hallar la entalpía el punto 2 es posible encontrar la temperatura del punto, además que esta temperatura es muy importante, ya que es la misma temperatura de descarga ($T_{descarga} = T_2$).

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{10} - h_1}{\eta_{c;L}} \quad (8)$$

$$T_2 = T(Ref; h = h_2; P = P_2) \quad (9)$$

Entonces, al tener ya los datos de las principales propiedades termodinámicas mencionadas en el párrafo anterior, se puede seguir hallando los datos que nos interesan del ciclo, por ejemplo, con la ecuación 10 con la que se puede hallar la densidad del agua y después hallar el flujo másico con la ecuación 11.

$$\rho_1 = \rho(Ref; T = T_1; P = P_1) \quad (10)$$

$$\eta_{v;1} = \frac{\dot{m}_e}{\rho_1 \cdot V_L} \quad (11)$$

Para concluir con los cálculos, se procede a hallar la capacidad calorífica con la ecuación 12, el consumo energético, ecuación 13 y el COP con la ecuación 14.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_e (h_1 - h_5) \quad (12)$$

$$\dot{E} = \dot{m}_e \frac{(h_{10} - h_1)}{\eta_{c;L}} \quad (13)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{E}} \quad (14)$$

2.2.2 Modelo de bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario

En el segundo modelo de la bomba de calor simple etapa, se toma en cuenta el salto térmico del fluido secundario, que en este caso es el agua. En este modelo ya no se fijan parámetros como T_c y s_c , sino que se calculan en el análisis termodinámico del condensador.

Para ello se necesitan dos variables adicionales para igualar el sistema de ecuaciones, entonces se ingresó las temperaturas de entrada del agua ($T_{w_{in}}$) y la temperatura del agua que entrega la bomba de calor ($T_{w_{out}}$).

Se considera que el condensador es de área infinita, de modo que los perfiles de temperatura de los fluido primario y secundario estén lo más juntos posibles dentro del intercambiador de calor. La Figura 2-2 muestra el perfil de temperaturas dentro del condensador. En el eje x se representa la longitud del intercambiador, mientras que en el eje y se representan las temperaturas del

refrigerante y del agua. La línea de azul representa la temperatura del agua que se calienta, la línea roja representa la temperatura del refrigerante que se enfría cediendo calor al agua.

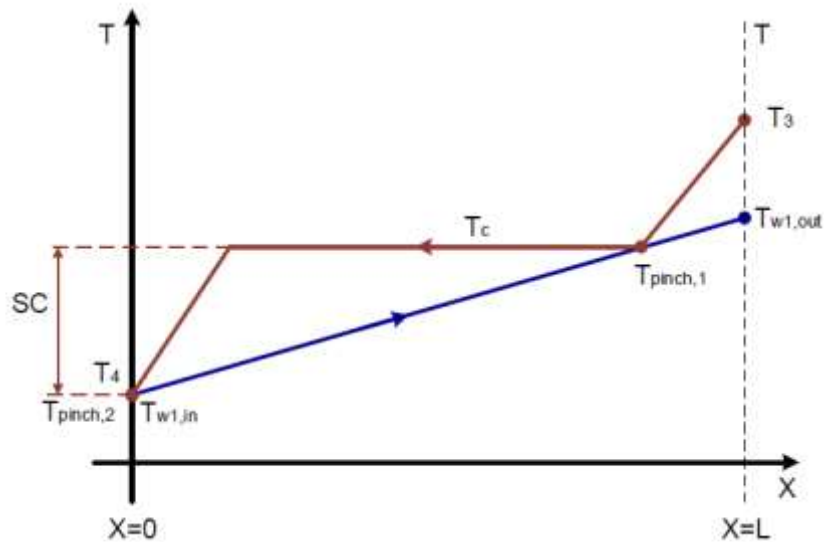


Figura 2-2: Perfil de temperatura del agua y del refrigerante en el condensador
Fuente: (Tello, et al., 2019, p. 58)

El refrigerante ingresa al condensador con la temperatura T_3 , conforme cede calor al agua, la temperatura decrece hasta llegar a la saturación, en otras palabras, hasta que las líneas azul y roja se topen en el punto $(T_{pinch,1})$ que es un punto de aproximación de temperatura interno igual a cero (para intercambiadores de área infinita). Luego el refrigerante se condensa a temperatura constante hasta el punto de líquido saturado y finalmente se subenfía hasta la temperatura T_4 en donde se tiene otro punto de aproximación de temperatura igual a cero $(T_{pinch,2})$, pero en este caso este punto es externo. Si el refrigerante tiene el perfil que se forma como la línea roja, cumple con las condiciones mencionadas, es decir que el condensador está trabajando con la mayor eficiencia en la transferencia de calor. Es decir, para que el condensador ideal funcione en condiciones óptimas de transferencia de calor, se deben tener dos puntos de aproximación de temperaturas igual a cero en el intercambiador (Pitarch, et al., 2017, pp. 22-23).

La condición mencionada se modela con el balance de energía en el condensador. Para lo cual se procede a calcular el calor específico a presión constante (Cp_a), con la ecuación 15, teniendo como datos el fluido secundario, la temperatura de ingreso del agua ($T_{w,in}$) y la presión de entrada ($P_{in,w}$). El salto térmico del fluido secundario se calcula con la ecuación 16 y el balance energético en el intercambiador se representa en la ecuación 17.

$$Cp_a = Cp(\text{Sec}; T = Tin_w; P = Pin_w) \quad (15)$$

$$\Delta T_w = Tw_{out} - Tw_{in} \quad (16)$$

$$\dot{m}_w \cdot Cp_w \cdot \Delta T_w = \dot{m}_e \cdot (h_2 - h_4) \quad (17)$$

Con la ecuación 18 se halla la $T_{pinch,1}$, luego, las temperaturas de rocío del condensador (Tr_c) y T_c , obteniendo la temperatura de condensación, ecuación 19. La temperatura de entrada del agua es la misma para $T_{pinch,2}$, ecuación 20.

En este modelo las variables de salida son la temperatura de condensación y el subenfriamiento a la salida del condensador.

$$\dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{pinch,1} - T_{w_{in}}) = \dot{m}_e \cdot (hr_c - h_4) \quad (18)$$

$$T_{pinch,1} = Tr_c = T_c \quad (19)$$

$$T_{w_{in}} = T_{pinch,2} \quad (20)$$

2.2.3 Modelo de bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor

Como en el primer modelo, se asignaron valores a las mismas variables y cabe recalcar que anteriormente se habló de varias configuraciones para el ciclo doble etapa, entonces, para el proceso de compresión se modeló una compresión doble etapa con inyección de vapor. Para el mecanismo de inyección se considera la configuración con economizador ya que es el más usado y permite tener un rango amplio de control de sobrecalentamiento en la inyección.

Entonces, en el modelo aumentan dos eficiencias, una isentrópica y una volumétrica para el compresor de la segunda etapa, que siguen siendo igual a 1.

Un factor muy importante es el balance de energía en el economizador. Las siguientes ecuaciones muestran este balance para cumplir con la primera ley de la termodinámica, que menciona que no existen pérdidas y ya que esta es una investigación teórica, debe cumplir esta ley tomando en cuenta que el intercambiador está perfectamente aislado. También se define el ratio de inyección con la ecuación 23.

$$\dot{m}_e \cdot (h_5 - h_6) = \dot{m}_{inj} \cdot (h_8 - h_7) \quad (21)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_e + \dot{m}_{inj} \quad (22)$$

$$x_{inj} = \frac{\dot{m}_{inj}}{\dot{m}_c} \quad (23)$$

$$(1 - x_{inj}) \cdot (h_5 - h_6) = x_{inj} \cdot (h_8 - h_7) \quad (24)$$

Cuando el refrigerante es comprimido y sale por el compresor de baja hacia el punto 3; también en este mismo punto llega el vapor que es inyectado a través del economizador en donde el vapor y el refrigerante ingresando al compresor de alta los mezcla y comprime en el punto 4 y lo entregan al condensador en el punto 5. Las entalpías, presiones, temperaturas se las calcula del mismo modo del ciclo simple etapa a excepción del punto 3 en donde se aplica la ecuación 17. La temperatura de descarga es igual a la temperatura en el punto 4 ($T_{descarga}=T_4$).

$$h_3 = x_{inj} \cdot h_8 + (1 - x_{inj}) \cdot h_2 \quad (25)$$

En el ciclo doble etapa, además de calcular la capacidad calorífica del ciclo con la ecuación 26, se calcula la capacidad calorífica del economizador con la ecuación 27, del mismo modo se debe calcular el consumo energético del compresor de alta y baja, ecuaciones 28 y 29 respectivamente. El COP se lo calcula con la misma fórmula 14; en donde el E, es la suma de los consumos energéticos de los compresores ecuación 30.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_e (h_4 - h_5) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{cono} = \dot{m}_e (h_5 - h_6) \quad (27)$$

$$W_H = \dot{m}_c \frac{(h_{10} - h_1)}{\eta_{c;H}} \quad (28)$$

$$W_L = \dot{m}_e \frac{(h_{11} - h_3)}{\eta_{c;H}} \quad (29)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{W_H + W_L} \quad (30)$$

2.2.4 Modelo de bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor considerando el salto térmico del ciclo secundario

Esta es la última modelación, tiene relación con la segunda porque comparten varias características, como la asignación de las mismas variables iniciales, se deben calcular los puntos de aproximación tomando en cuenta el salto térmico y finalmente calcular la temperatura de condensación y el subenfriamiento a la salida del condensador.

2.3 Medición de temperatura del agua potable de la ciudad de Riobamba

Para medir la temperatura de ingreso del agua, se necesita un termómetro de mercurio y un envase para recoger agua. El primer paso es recoger el agua que es suministrada por el agua potable en el envase, el siguiente paso es insertar el termómetro y esperar a que la línea de color rojo de termómetro se estabilice e indique cuál es la temperatura del agua, finalmente se anota la temperatura como se muestra en el ANEXO A. Se hicieron tomas durante 4 días, de 06:00 a 22:00 con intervalos de una hora.

2.4 Simulación del funcionamiento de las bombas de calor

Al tener los modelos listos, se debe asignar los valores a las variables iniciales para empezar las simulaciones. En los siguientes puntos, se presentan tablas en donde se encuentran los valores que deben ser asignados en los modelos, entonces, las simulaciones constan de dos etapas. En la primera etapa, solamente se debe usar el refrigerante R-134a en todos los modelos. En la segunda

etapa se usan los otros ocho refrigerantes en los mismos modelos y parámetros. Los valores o parámetros que se usaron se presentan a continuación.

2.4.1 Simulación bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa en varias condiciones de evaporación y condensación

Los parámetros de simulación de la bomba de calor de simple etapa se muestran en la Tabla 1-2.

Las variables calculadas son la capacidad calorífica, el consumo energético del compresor, el COP y la temperatura de descarga del compresor.

Se simulará el funcionamiento de la bomba de calor con los ocho refrigerantes mencionados anteriormente, con un sc y sh de 5K, con T_c de 40°, 50°, 60° y 70° y T_e de -15°, -10°, 0° y 10°. Se tomaron estos rangos de temperaturas con la finalidad de que los resultados obtenidos en esta investigación puedan ser usados para distintos climas, pueden ser muy fríos como los de Europa o usados en esta misma ciudad, en donde las temperaturas no son tan extremas.

Tabla 1-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor operando en varias condiciones de evaporación y condensación

Datos	Valores
Refrigerante	R-134a, R-290, R-407C, R-32, R-152a, R-410a, R-161, y R-1234yf
sc (K)	5
sh (K)	5
T _c (°C)	40°, 50°, 60° y 70°
T _e (°C)	-15°, -10°, 0° y 10°
V _{desp.L} (m ³ /h)	14,27

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

2.4.2 Simulación de bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario

La tabla 2-2, muestra los parámetros iniciales para la simulación, solamente el tipo de refrigerante, el sh y la T_e son las variables que se pueden fijar. En este caso en lugar de definir la T_c y el sc, se fijan las condiciones de temperatura del agua T_{w,in} y T_{w,out}. La temperatura del agua potable en Riobamba oscila desde los 15° a 19°C, de modo que, se asigna el valor más bajo a la temperatura de ingreso de agua y la salida de agua tiene varias temperaturas debido a que se puede usar en distintos procesos.

Tabla 2-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor simple etapa considerando las temperaturas del fluido secundario

Datos	Valores
Refrigerante	R-134a, R-290, R-407C, R-32, R-152a, R-410a, R-161, y R-1234yf
sh (K)	5

Te (°C)	-15°, -10°, 0° y 10°
Tw_{in} (°C)	15°
Tw_{out} (°C)	40°, 45°, 50°, 55°, 60° y 65°
Fluido secundario	Water (agua)
V_{desp_L} (m³/h)	14,27

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

2.4.3 Simulación de la bomba de calor con compresión doble etapa con inyección de vapor en varias condiciones de evaporación y condensación

Para estas simulaciones se toman como parámetros los utilizados en el inciso 2.4.1.

Los sistemas de compresión doble etapa con inyección de vapor tienen dos variables adicionales al ciclo simple de compresión de vapor que son la presión intermedia y el flujo másico de inyección. Estas variables dependen del dimensionamiento del economizador y del tamaño del compresor de la segunda etapa. Para establecer el análisis en condiciones óptimas se decidió cambiar de variables para el modelado del ciclo. Las variables adoptadas son la temperatura de saturación a la presión intermedia (Tr_i) y la diferencia de temperaturas en el economizador (DT_b).

Para definir la temperatura Tr_i se adoptó el criterio de (Domanski, 1995, p. 18); para obtener la temperatura de saturación de inyección que corresponda a la presión intermedia óptima. Domanski propone una correlación (ecuación 31), para el cálculo de la Tr_i óptima que depende de las temperaturas de evaporación y condensación. Domanski también define una variable θ , descrita en la ecuación 32, que con un valor de 0,5 permite cumplir la condición de la ecuación 31 para varios refrigerantes.

$$\theta = \frac{Tr_i - Te}{Tc - Te} = 0,5 \quad (31)$$

$$Tr_{i,opt} = 0,5(Tc + Te). \quad (32)$$

Además, se fijó el sobrecalentamiento intermedio (SH_f) igual a 5K (a la salida del economizador), este es el sobrecalentamiento del intercambiador de calor (economizador). Se le asigna esta temperatura, relativamente pequeña, pero, con el poder de controlar el paso efectivo de vapor a la válvula y no líquido a la segunda etapa del ciclo.

Una forma indirecta de calcular el tamaño el economizador, es definiendo la variación de temperatura a la salida del intercambiador (DT_b). Se define un $DT_b=5$ K acogiéndose al criterio utilizado para testear compresores con inyección de vapor (EN 13771-1, 2017). La Tabla 3-2, muestra los parámetros de simulación utilizados.

Tabla 3-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa e inyección de vapor operando en varias condiciones de evaporación y condensación

Datos	Valores
Refrigerante	R-134a, R-290, R-407C, R-32, R-152a, R-410a, R-161, y R-1234yf
sc (K)	5
sh (K)	5
T _c (°C)	40°, 50°, 60° y 70°
T _e (°C)	-15°, -10°, 0° y 10°
V _{desp_L} (m ³ /h)	14,27

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

2.4.4 Simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa con inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario

Al igual que en el caso de las bombas de calor de simple etapa, cuando se considera el salto térmico del fluido secundario, en lugar de definir la T_c y el sc, se fijan las condiciones de temperatura del agua T_{w,in} y T_{w,out}.

En el caso de una bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa e inyección de vapor, se debe considerar una ecuación para definir la presión intermedia óptima. En el apartado 2.4.3 se mencionó que la correlación de Domanski es una función bastante general y útil para determinar dicha presión, sin embargo, esta correlación no toma en cuenta el sc óptimo que resulta del análisis termodinámico del condensador. En ese contexto, se utiliza la correlación propuesta por Tello-Oquendo et al. (2018) en donde se completó el análisis realizado por Domanski y se incluyó un término lineal a la correlación que es proporcional al subenfriamiento óptimo y su correspondiente temperatura de condensación (ecuación 33) (Tello, et al., 2018, p. 55).

$$Tr_{i,opt} = 0,5T_c + 0,5T_e - 0,621sc \quad (33)$$

La Tabla 4-2, muestra los parámetros de simulación utilizados.

Tabla 4-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa e inyección de vapor, considerando el salto térmico del fluido secundario

Datos	Valores
Refrigerante	R-134a, R-290, R-407C, R-32, R-152a, R-410a, R-161, y R-1234yf
sh (K)	5
T _e (°C)	-15°, -10°, 0° y 10°
T _{w,in} (°C)	15°
T _{w,out} (°C)	40°, 45°, 50°, 55°, 60° y 65°
Fluido secundario	Water (agua)
V _{desp_L} (m ³ /h)	14,27
SH _r (K)	5

DT_b (K)	5
---------------------------	---

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

2.4.5 Simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión con inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario para la misma capacidad calorífica que la bomba de calor simple etapa

Para esta simulación se definieron parámetros de funcionamiento nominales. Se define la $T_{in,w}$ igual a 15°C, por ser la menor temperatura tomada del agua potable de la ciudad de Riobamba, por ende, se necesita una T_e de 0°C para poder extraer calor de la $T_{w,in}$, considerando una diferencia de temperatura de 15 K en el evaporador. La $T_{w,out}$ se define igual a 60°C. Esta temperatura se debe asegurar en el fluido secundario para prevenir la proliferación de legionela en el tanque de almacenamiento.

El tamaño del compresor de la primera etapa se define para una capacidad calorífica igual a la que produce la bomba de calor simple etapa operando en las condiciones nominales definidas. De esta forma se pretende comparar los dos sistemas de bombas de calor dimensionados para producir la misma capacidad calorífica en las condiciones nominales. Las diferencias en COP, temperatura de descarga del compresor y tamaño de la instalación vendrán dadas exclusivamente por las diferencias del ciclo termodinámico. La Tabla 5-2, muestra los parámetros de simulación utilizados.

Tabla 5-2: Parámetros de simulación de la bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa e inyección de vapor, considerando el salto térmico del fluido secundario, para la misma capacidad calorífica que la bomba de calor simple etapa.

Datos	Valores
Refrigerante	R-134a, R-290, R-407C, R-32, R-152a, R-410a, R-161, y R-1234yf
sh (K)	5
T_e (°C)	0°
T_{w,in} (°C)	15°
T_{w,out} (°C)	65°
Fluido secundario	Water (agua)

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

CAPITULO III

3. MARCO DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en las simulaciones descritas en el apartado 2.4. Para las simulaciones de las bombas de calor operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación (apartados 2.4.1 y 2.4.3) se muestran gráficas del COP, capacidad calorífica y temperatura de descarga. Para las simulaciones de las bombas de calor considerando el salto térmico de fluido secundario (apartados 2.4.2 y 2.4.4) se muestran gráficas del COP, \dot{Q}_c óptimo y T_c óptimo.

3.1 Resultados de la simulación de las bombas de calor simple y doble etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación

Las Tablas 1-3 y 2-3 muestran los resultados de las simulaciones de las bombas de calor simple etapa y doble etapa con inyección de vapor, respectivamente. Como se explicó anteriormente, las simulaciones se realizaron para varios refrigerantes, sin embargo, en esta sección se muestran los resultados para el R-134a. Los resultados de las demás simulaciones con otros refrigerantes se muestran en el Anexo F. Los resultados más importantes de las simulaciones son el consumo energético (\dot{E}), flujo másico (\dot{m}_e), las presiones de condensación (P_c) y evaporación (P_e), la relación de presiones (P_R), la capacidad calorífica (\dot{Q}_c), la temperatura de descarga del compresor ($T_{descarga}$) y COP de calentamiento (COP).

Tabla 1-3: Resumen de resultados de la bomba de calor con compresión simple etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R-134a como refrigerante.

Ref.	sc (K)	sh (K)	T_c (°C)	T_e (°C)	\dot{V}_{desp} (m ³ /h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	P_c (kPa)	P_e (kPa)	P_R (-)	\dot{Q}_c (kW)	$T_{descarga}$ (°C)	COP (-)
R134a	5,00	5,00	40,00	-15,00	14,27	1,25	0,032	1017,00	164,00	6,20	5,90	52,13	4,71
R134a	5,00	5,00	40,00	-10,00	14,27	1,35	0,038	1017,00	200,70	5,07	7,10	51,02	5,26
R134a	5,00	5,00	40,00	0,00	14,27	1,48	0,055	1017,00	293,00	3,47	10,08	49,20	6,79
R134a	5,00	5,00	40,00	10,00	14,27	1,49	0,078	1017,00	414,90	2,45	13,99	47,81	9,37
R134a	5,00	5,00	50,00	-15,00	14,27	1,44	0,032	1319,00	164,00	8,04	5,60	62,74	3,90
R134a	5,00	5,00	50,00	-10,00	14,27	1,57	0,038	1319,00	200,70	6,57	6,74	61,66	4,30
R134a	5,00	5,00	50,00	0,00	14,27	1,80	0,055	1319,00	293,00	4,50	9,56	59,89	5,32
R134a	5,00	5,00	50,00	10,00	14,27	1,93	0,078	1319,00	414,90	3,18	13,26	58,53	6,88
R134a	5,00	5,00	60,00	-15,00	14,27	1,61	0,032	1683,00	164,00	10,26	5,28	73,37	3,29
R134a	5,00	5,00	60,00	-10,00	14,27	1,77	0,038	1683,00	200,70	8,38	6,34	72,32	3,58
R134a	5,00	5,00	60,00	0,00	14,27	2,09	0,055	1683,00	293,00	5,74	8,99	70,62	4,31
R134a	5,00	5,00	60,00	10,00	14,27	2,33	0,078	1683,00	414,90	4,06	12,45	69,32	5,35
R134a	5,00	5,00	70,00	-15,00	14,27	1,76	0,032	2118,00	164,00	12,91	4,92	84,11	2,79
R134a	5,00	5,00	70,00	-10,00	14,27	1,96	0,038	2118,00	200,70	10,55	5,90	83,11	3,01

R134a	5,00	5,00	70,00	0,00	14,27	2,35	0,055	2118,00	293,00	7,23	8,35	81,48	3,55
R134a	5,00	5,00	70,00	10,00	14,27	2,70	0,078	2118,00	414,90	5,11	11,56	80,24	4,28

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Tabla 2-3: Resumen de resultados de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor, operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R-134a como refrigerante ($sc= 5K$, $sh= 5K$ y $SH_f= 5K$).

Ref.	T_c (°C)	T_e (°C)	$\dot{V}_{desp L}$ (m ³ /h)	$\dot{V}_{desp H}$ (m ³ /h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	\dot{m}_{inj} (kg/s)	P_c (kPa)	P_e (kPa)	P_R (-)	P_m (kPa)	\dot{Q}_c (kW)	$T_{descarga}$ (°C)	COP (-)
R134a	40,00	-15,00	14,27	6,38	1,34	0,032	0,005	1017,14	164,05	2,75	450,64	6,79	51,51	5,07
R134a	40,00	-10,00	14,27	6,98	1,43	0,039	0,005	1017,14	200,74	2,43	488,70	8,01	50,58	5,61
R134a	40,00	0,00	14,27	8,19	1,54	0,056	0,005	1017,14	293,01	1,95	572,07	10,95	49,00	7,09
R134a	40,00	10,00	14,27	9,42	1,52	0,078	0,003	1017,14	414,89	1,61	665,78	14,59	47,74	9,57
R134a	50,00	-15,00	14,27	5,77	1,57	0,032	0,007	1318,61	164,05	3,23	529,14	6,80	61,83	4,32
R134a	50,00	-10,00	14,27	6,31	1,70	0,039	0,008	1318,61	200,74	2,85	572,07	8,01	60,97	4,71
R134a	50,00	0,00	14,27	7,43	1,91	0,056	0,008	1318,61	293,01	2,27	665,78	10,92	59,52	5,71
R134a	50,00	10,00	14,27	8,56	2,01	0,078	0,007	1318,61	414,89	1,86	770,64	14,51	58,36	7,22
R134a	60,00	-15,00	14,27	5,29	1,81	0,032	0,010	1682,76	164,05	3,77	617,58	6,81	72,13	3,76
R134a	60,00	-10,00	14,27	5,79	1,98	0,039	0,011	1682,76	200,74	3,32	665,78	8,01	71,36	4,05
R134a	60,00	0,00	14,27	6,83	2,28	0,056	0,012	1682,76	293,01	2,63	770,64	10,88	70,05	4,77
R134a	60,00	10,00	14,27	7,87	2,50	0,078	0,013	1682,76	414,89	2,14	887,47	14,43	69,00	5,78
R134a	70,00	-15,00	14,27	4,93	2,06	0,032	0,013	2118,24	164,05	4,37	716,77	6,83	82,51	3,31
R134a	70,00	-10,00	14,27	5,40	2,27	0,039	0,015	2118,24	200,74	3,84	770,64	8,02	81,83	3,53
R134a	70,00	0,00	14,27	6,37	2,67	0,056	0,017	2118,24	293,01	3,03	887,47	10,86	80,68	4,07
R134a	70,00	10,00	14,27	7,35	2,99	0,078	0,019	2118,24	414,89	2,45	1017,14	14,34	79,75	4,79

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

A partir de los datos mostrados en las tablas se realizaron gráficas de los parámetros de desempeño (COP, \dot{Q}_c , $T_{descarga}$) para las dos bombas de calor y establecer una comparativa entre los dos sistemas.

3.1.1 Análisis del COP de las bombas de calor simple y doble etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R-134a como refrigerante

En las siguientes figuras se muestra el COP (eje y) en función de la temperatura de evaporación (eje x), para varias temperaturas de condensación. La línea celeste corresponde a la T_c de 40°C, la línea naranja a la T_c de 50°C, la línea ploma a la T_c de 60°C y la línea amarilla a la T_c de 70°C.

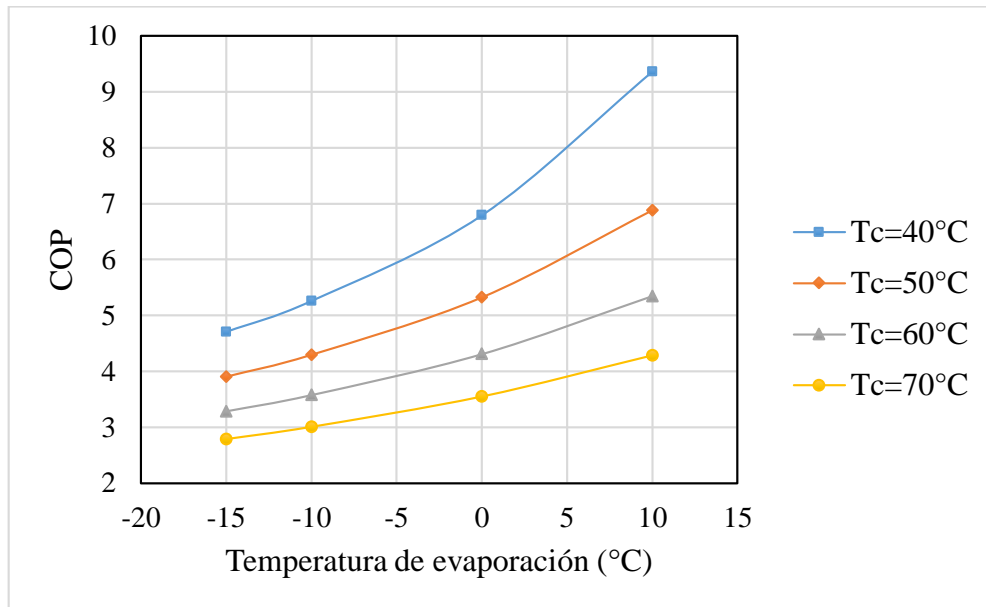


Gráfico 1-3: COP de la bomba de calor con compresión simple etapa en función de la temperatura de evaporación para varias temperaturas de condensación.

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

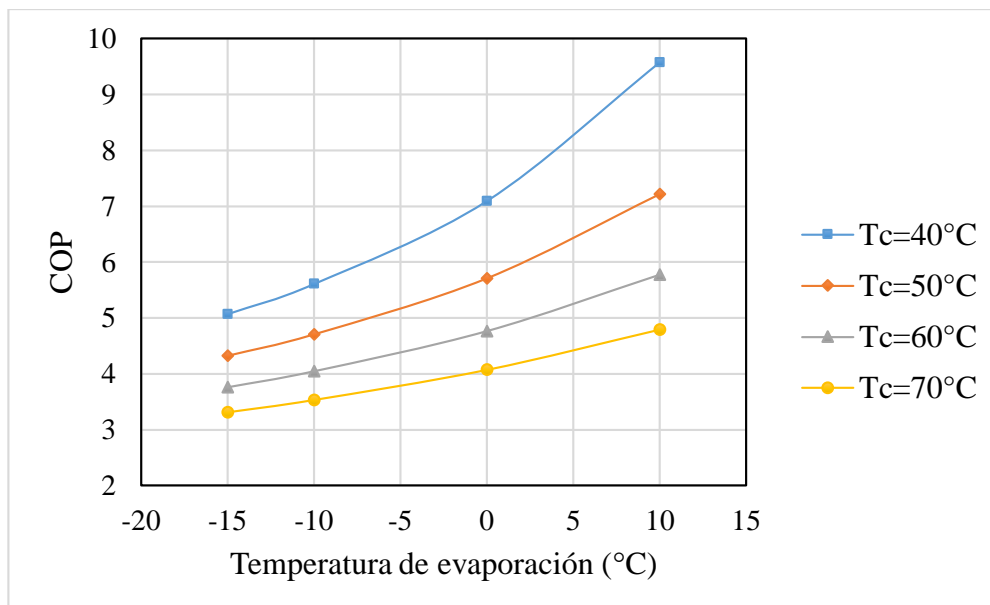


Gráfico 2-3: COP de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor en función de la temperatura de evaporación para varias temperaturas de condensación.

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Las figuras muestran que las bombas de calor tienen un mayor COP cuando operan con temperaturas de condensación bajas y temperaturas de evaporación altas. En estas condiciones la relación de presiones es menor y el compresor tiene un bajo consumo.

Comparando las dos bombas de calor, cuando la temperatura de condensación es 40°C y la temperatura de evaporación es de 10°C la bomba de calor doble etapa ofrece un COP 2,21% mayor al que ofrece la bomba de calor simple etapa, cabe recalcar que ambos COP son los más altos. Los COP más bajos se tienen cuando la T_c es igual a 70°C, con una T_e igual a -15°C, pero en este punto, la bomba de calor doble etapa ofrece un COP 18,83% mayor al de la bomba de calor simple etapa.

3.1.2 *Análisis de la capacidad calorífica de las bombas de calor simple y doble etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R-134a como refrigerante*

En las siguientes figuras se muestra la capacidad calorífica (eje y) en función de la temperatura de evaporación (eje x), para varias temperaturas de condensación. La línea celeste muestra un T_c de 40°C, la línea naranja muestra un T_c de 50°C, la línea ploma muestra un T_c de 60°C y la línea amarilla muestra un T_c de 70°C.

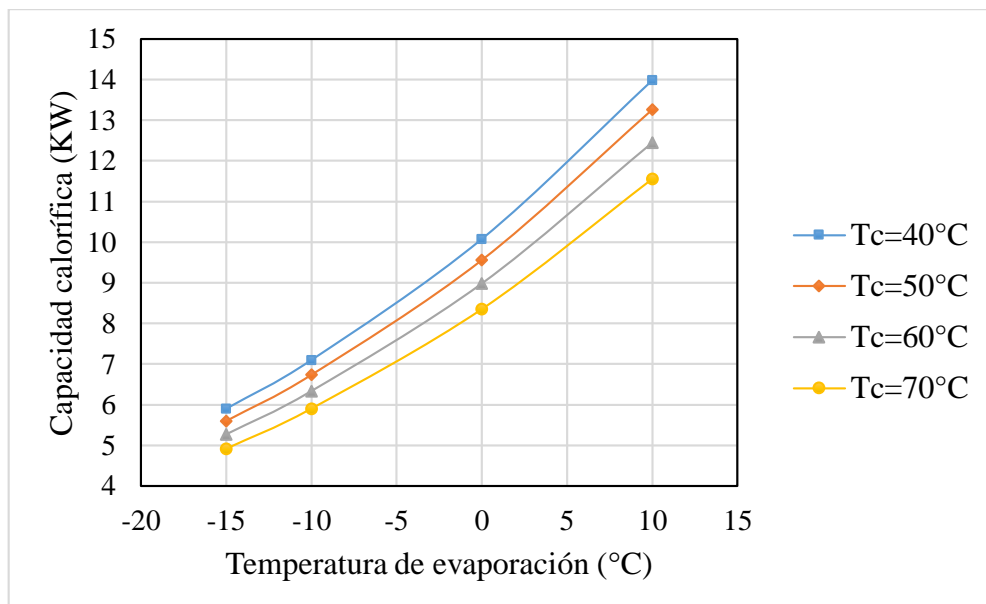


Gráfico 3-3: Capacidad calorífica de la bomba de calor con compresión simple etapa en función de la temperatura de evaporación, para varias temperaturas de condensación.

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

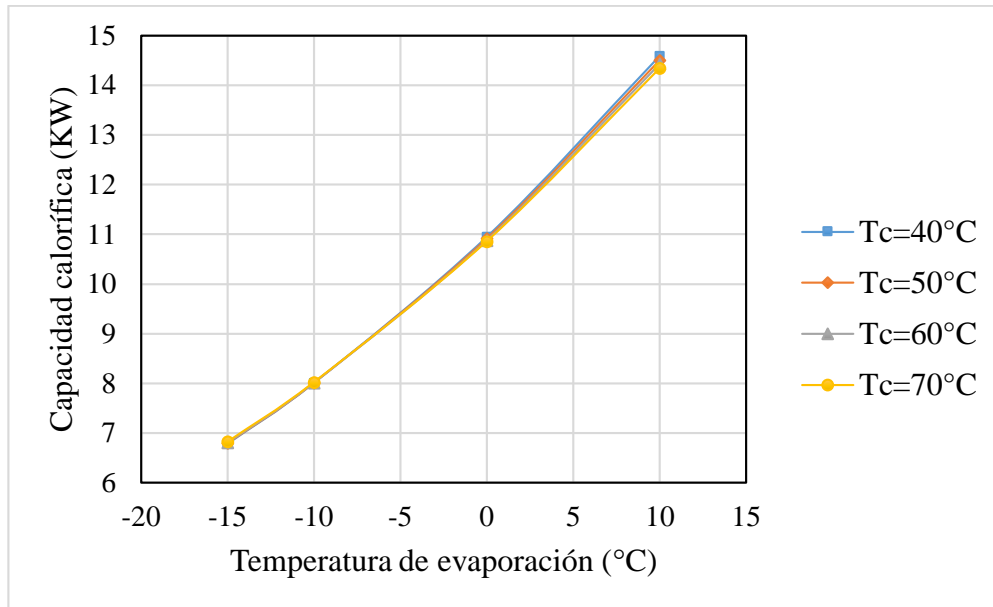


Gráfico 4-3: Capacidad calorífica de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor en función de la temperatura de evaporación, para varias temperaturas de condensación.

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Las figuras muestran que la bomba de calor doble etapa consigue una capacidad calorífica mayor a la bomba de calor simple etapa. Esto se debe a que el flujo másico de refrigerante a través del condensador es mayor en la bomba de calor doble etapa, puesto que se añade el flujo másico de inyección. También se observa que las curvas de la bomba de calor simple etapa muestran una mayor dependencia con la temperatura de condensación, se muestran más separadas que las curvas obtenidas para la bomba de calor doble etapa.

Cuando la temperatura de condensación es 40°C y la temperatura de evaporación es de 10°C, la bomba de calor doble etapa ofrece una capacidad calorífica de 4,29% mayor al que ofrece la bomba de calor simple etapa. La capacidad calorífica más baja es cuando la T_c es igual a 70°C con una T_e igual a -15°C, pero en este punto, la bomba de calor simple etapa ofrece un 38,83% menor capacidad calorífica que la bomba de calor doble etapa.

3.1.3 *Análisis de la temperatura de descarga de las bombas de calor simple y doble etapa operando bajo varias temperaturas de evaporación y condensación, con R134a como refrigerante*

En las siguientes figuras se muestra la temperatura de descarga del compresor (eje y) en función a la temperatura de evaporación (eje x), para varias temperaturas de condensación. La línea celeste muestra un T_c de 40°C, la línea naranja muestra un T_c de 50°C, la línea ploma muestra un T_c de 60°C y la línea amarilla muestra un T_c de 70°C. La temperatura de descarga es un dato muy importante porque si esta temperatura supera los 115°C, el compresor se detiene por motivos de

seguridad, ya que, a temperaturas superiores el aceite lubricante se degrada, lo que lo vuelve un inconveniente para el compresor y para el ciclo.

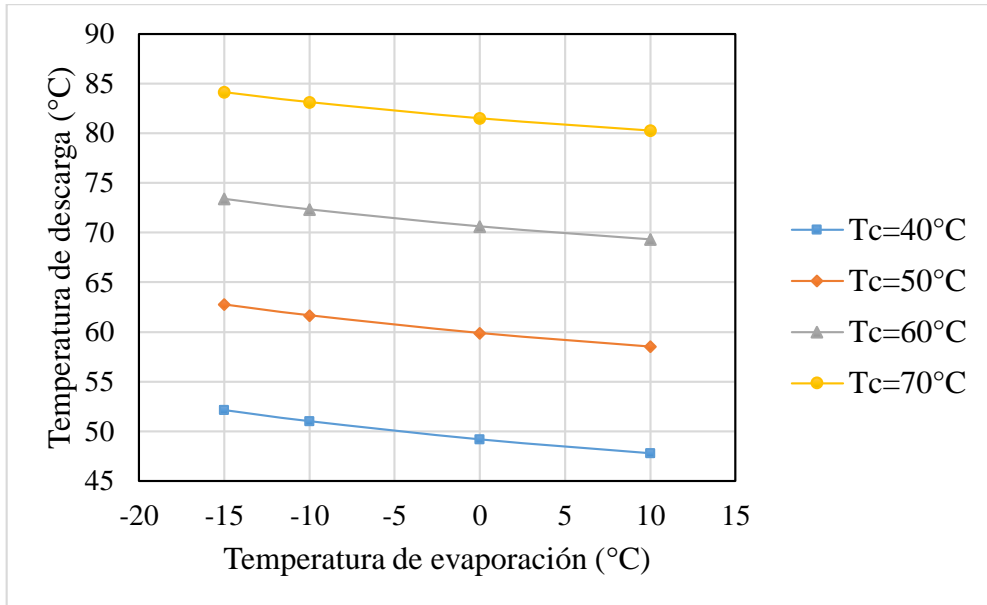


Gráfico 5-3: Temperatura de descarga del compresor de la bomba de calor con compresión simple etapa en función de la temperatura de evaporación, para varias temperaturas de condensación.

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

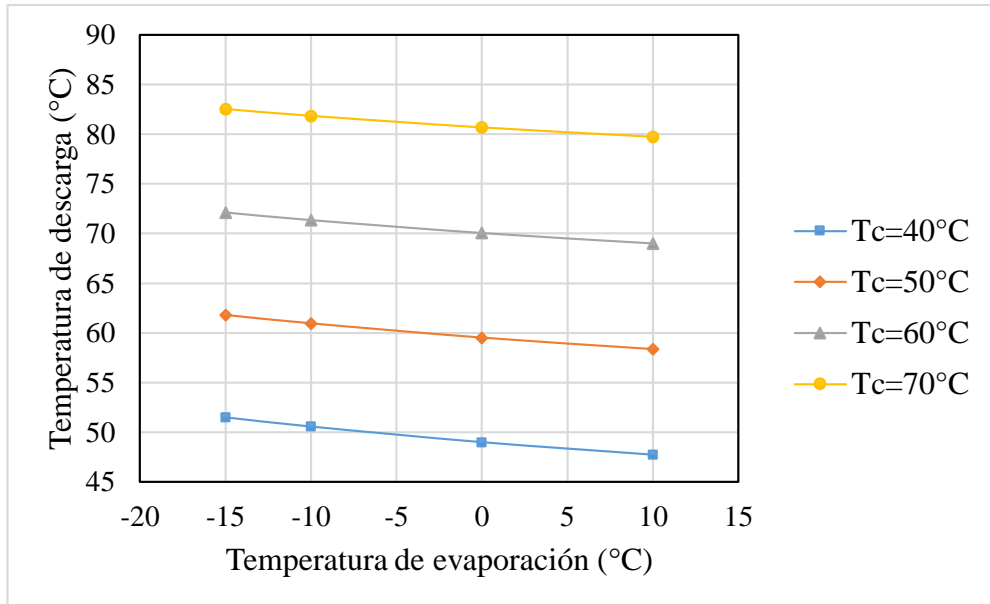


Gráfico 6-3: Temperatura de descarga de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor en función de la temperatura de evaporación, para varias temperaturas de condensación.

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

En estas gráficas se observa que entre mayor es la temperatura T_c, mayor es la temperatura de descarga, claro que no llega al límite según se mira en las gráficas, pero hay que aclarar que los

compresores son ideales; en un caso práctico, las temperaturas de descarga son mayores debido a las pérdidas energéticas en el compresor.

Cuando la temperatura de condensación es 40°C y la temperatura de evaporación es de 10°C la bomba de calor doble etapa ofrece una temperatura descarga de 0,07K menor al que ofrece la bomba de calor simple etapa. La temperatura descarga más alta se da cuando la T_c es igual a 70°C con una T_e igual a -15°C, en este punto, la bomba de calor simple etapa ofrece un 1,6K mayor a la doble etapa.

Al poder observar estos valores y las gráficas se define que las bombas de calor doble etapa entrega una temperatura más baja al compararla con la temperatura de descarga del ciclo simple etapa; incluso la temperatura de descarga de la bomba de calor simple etapa tiende a aumentar cuando las T_e son bajas de trabajo o si las T_c son altas.

3.2 Análisis del desempeño de las bombas de calor simple y doble etapa trabajando con varios refrigerantes

Para realizar esta comparación, se utilizan los resultados de la segunda etapa de simulación (apartado 2.4) en donde se usaron los otros ocho refrigerantes en los mismos modelos y parámetros, en donde se usaron todos los refrigerantes para poder compararlos entre refrigerantes y no entre temperaturas. Las dos tablas siguientes, muestran los datos de entrada además de los resultados importantes como el consumo energético (\dot{E}), flujo másico (\dot{m}_e), presiones de condensación (P_c) y evaporación (P_e), capacidad calorífica (\dot{Q}_c), temperatura de descarga (T_{descarga}) y COP de calentamiento (COP).

Tabla 3-3: Resumen de los resultados obtenidos de la bomba de calor con compresión simple etapa trabajando con varios refrigerantes

Ref.	sc (K)	sh (K)	T _c (°C)	T _e (°C)	\dot{V}_{disp} (m ³ /h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	P _c (kPa)	P _e (kPa)	P _R (-)	\dot{Q}_c (kW)	T _{descarga} (°C)	COP (-)
R134a	5,00	5,00	40,00	0,00	14,27	1,48	0,056	1017,00	293,00	3,47	10,08	49,20	6,79
R134a	5,00	5,00	50,00	0,00	14,27	1,80	0,056	1319,00	293,00	4,50	9,56	59,89	5,32
R134a	5,00	5,00	60,00	0,00	14,27	2,09	0,056	1683,00	293,00	5,74	8,99	70,62	4,31
R134a	5,00	5,00	70,00	0,00	14,27	2,35	0,056	2118,00	293,00	7,23	8,35	81,48	3,55
R290	5,00	5,00	40,00	0,00	14,27	2,04	0,040	1369,00	474,60	2,89	13,64	48,93	6,70
R290	5,00	5,00	50,00	0,00	14,27	2,47	0,040	1713,00	474,60	3,61	12,91	59,55	5,23
R290	5,00	5,00	60,00	0,00	14,27	2,87	0,040	2117,00	474,60	4,46	12,10	70,24	4,22
R290	5,00	5,00	70,00	0,00	14,27	3,24	0,040	2587,00	474,60	5,45	11,19	81,07	3,45
R407C	5,00	5,00	40,00	0,00	14,27	2,29	0,076	1540,00	460,40	3,35	15,17	56,43	6,63
R407C	5,00	5,00	50,00	0,00	14,27	2,78	0,076	1987,00	460,40	4,32	14,41	68,85	5,18
R407C	5,00	5,00	60,00	0,00	14,27	3,25	0,076	2528,00	460,40	5,49	13,55	81,28	4,17
R407C	5,00	5,00	70,00	0,00	14,27	3,70	0,076	3181,00	460,40	6,91	12,55	93,83	3,40
R32	5,00	5,00	40,00	0,00	14,27	3,94	0,085	2478,00	813,20	3,05	25,64	76,38	6,52
R32	5,00	5,00	50,00	0,00	14,27	4,86	0,085	3141,00	813,20	3,86	24,81	93,47	5,10

R32	5,00	5,00	60,00	0,00	14,27	5,77	0,085	3933,00	813,20	4,84	23,82	110,30	4,13
R32	5,00	5,00	70,00	0,00	14,27	6,66	0,085	4877,00	813,20	6,00	22,62	126,90	3,40
R152a	5,00	5,00	40,00	0,00	14,27	1,36	0,032	910,30	264,30	3,44	9,47	56,65	6,94
R152a	5,00	5,00	50,00	0,00	14,27	1,66	0,032	1179,00	264,30	4,46	9,15	68,68	5,50
R152a	5,00	5,00	60,00	0,00	14,27	1,94	0,032	1502,00	264,30	5,68	8,80	80,52	4,53
R152a	5,00	5,00	70,00	0,00	14,27	2,21	0,032	1889,00	264,30	7,14	8,40	92,25	3,80
R410a	5,00	5,00	40,00	0,00	14,27	3,67	0,117	2419,00	798,10	3,03	23,59	62,24	6,43
R410a	5,00	5,00	50,00	0,00	14,27	4,49	0,117	3063,00	798,10	3,84	22,26	76,12	4,96
R410a	5,00	5,00	60,00	0,00	14,27	5,27	0,117	3835,00	798,10	4,81	20,71	89,93	3,93
R410a	5,00	5,00	70,00	0,00	14,27	6,03	0,117	4762,00	798,10	5,97	18,86	103,80	3,13
R161	5,00	5,00	40,00	0,00	14,27	2,08	0,040	1362,00	436,70	3,12	14,23	60,72	6,83
R161	5,00	5,00	50,00	0,00	14,27	2,54	0,040	1730,00	436,70	3,96	13,73	73,52	5,40
R161	5,00	5,00	60,00	0,00	14,27	2,98	0,040	2167,00	436,70	4,96	13,18	86,05	4,42
R161	5,00	5,00	70,00	0,00	14,27	3,40	0,040	2682,00	436,70	6,14	12,58	98,36	3,70
R1234yf	5,00	5,00	40,00	0,00	14,27	1,46	0,068	1018,00	315,80	3,22	9,69	41,92	6,62
R1234yf	5,00	5,00	50,00	0,00	14,27	1,76	0,068	1302,00	315,80	4,12	9,02	51,39	5,13
R1234yf	5,00	5,00	60,00	0,00	14,27	2,03	0,068	1642,00	315,80	5,20	8,30	61,24	4,09
R1234yf	5,00	5,00	70,00	0,00	14,27	2,27	0,068	2045,00	315,80	6,47	7,51	71,61	3,31

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Tabla 4-3: Resumen de los resultados obtenidos de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor trabajando con varios refrigerantes (sc= 5K, sh= 5K, SH_f= 5K, Te= 0°C)

Ref.	T _c (°C)	T _e (°C)	\dot{V}_{desp} (m ³ /h)	\dot{V}_{despH} (m ³ /h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	\dot{m}_{inj} (kg/s)	P _c (kPa)	P _e (kPa)	P _R (-)	P _m (kPa)	\dot{Q}_c (kW)	T _{descarga} (°C)	COP (-)
R134a	40,00	0,00	14,27	8,19	1,54	0,056	0,005	1017,14	293,01	1,95	572,07	10,95	49,00	7,09
R134a	50,00	0,00	14,27	7,43	1,91	0,056	0,008	1318,61	293,01	2,27	665,78	10,92	59,52	5,71
R134a	60,00	0,00	14,27	6,83	2,28	0,056	0,012	1682,76	293,01	2,63	770,64	10,88	70,05	4,77
R134a	70,00	0,00	14,27	6,37	2,67	0,056	0,017	2118,24	293,01	3,03	887,47	10,86	80,68	4,07
R290	40,00	0,00	14,27	9,04	2,12	0,040	0,004	1369,00	475,00	1,76	836,61	14,84	48,74	7,00
R290	50,00	0,00	14,27	8,40	2,63	0,040	0,006	1713,00	475,00	2,01	952,21	14,81	59,21	5,62
R290	60,00	0,00	14,27	7,90	3,16	0,040	0,009	2117,00	475,00	2,27	1079,11	14,77	69,70	4,68
R290	70,00	0,00	14,27	7,56	3,70	0,040	0,013	2587,00	475,00	2,57	1217,97	14,76	80,30	3,99
R407C	40,00	0,00	14,27	8,48	2,38	0,076	0,007	1540,00	460,00	1,91	879,74	16,50	55,92	6,93
R407C	50,00	0,00	14,27	7,76	2,97	0,076	0,012	1987,00	460,00	2,21	1019,34	16,51	67,87	5,56
R407C	60,00	0,00	14,27	7,21	3,58	0,076	0,018	2528,00	460,00	2,55	1175,14	16,52	79,67	4,62
R407C	70,00	0,00	14,27	6,86	4,24	0,076	0,026	3181,00	460,00	2,93	1348,38	16,59	91,38	3,92
R32	40,00	0,00	14,27	9,27	4,07	0,085	0,006	2478,00	813,00	1,81	1474,66	27,45	75,10	6,75
R32	50,00	0,00	14,27	8,61	5,13	0,085	0,011	3141,00	813,00	2,08	1689,69	27,72	90,85	5,40
R32	60,00	0,00	14,27	8,11	6,25	0,085	0,017	3933,00	813,00	2,37	1927,53	28,04	105,70	4,49
R32	70,00	0,00	14,27	7,79	7,48	0,085	0,026	4877,00	813,00	2,69	2189,80	28,47	119,46	3,81
R152a	40,00	0,00	14,27	8,30	1,41	0,032	0,002	910,00	264,00	1,94	513,58	10,10	56,21	7,18
R152a	50,00	0,00	14,27	7,50	1,75	0,032	0,004	1179,00	264,00	2,26	597,18	10,15	67,86	5,81
R152a	60,00	0,00	14,27	6,83	2,09	0,032	0,005	1502,00	264,00	2,61	690,68	10,19	79,22	4,89
R152a	70,00	0,00	14,27	6,29	2,43	0,032	0,007	1889,00	264,00	3,01	794,82	10,23	90,35	4,21

R410a	40,00	0,00	14,27	9,07	3,83	0,117	0,012	2419,00	798,00	1,81	1442,93	25,79	61,40	6,73
R410a	50,00	0,00	14,27	8,49	4,82	0,117	0,020	3063,00	798,00	2,07	1652,14	25,83	74,43	5,36
R410a	60,00	0,00	14,27	8,12	5,89	0,117	0,033	3835,00	798,00	2,36	1883,41	25,93	86,97	4,41
R410a	70,00	0,00	14,27	8,05	7,13	0,117	0,054	4762,00	798,00	2,68	2138,33	26,23	98,95	3,68
R161	40,00	0,00	14,27	8,83	2,15	0,040	0,003	1362,00	437,00	1,84	803,47	15,22	60,14	7,07
R161	50,00	0,00	14,27	8,09	2,68	0,040	0,005	1730,00	437,00	2,11	923,12	15,29	72,43	5,71
R161	60,00	0,00	14,27	7,48	3,21	0,040	0,007	2167,00	437,00	2,42	1055,52	15,36	84,28	4,79
R161	70,00	0,00	14,27	6,99	3,75	0,040	0,010	2682,00	437,00	2,75	1201,51	15,44	95,75	4,11
R1234yf	40,00	0,00	14,27	8,43	1,53	0,068	0,007	1018,00	316,00	1,87	591,68	10,69	42,05	6,98
R1234yf	50,00	0,00	14,27	7,74	1,90	0,068	0,012	1302,00	316,00	2,16	682,54	10,60	51,64	5,59
R1234yf	60,00	0,00	14,27	7,21	2,26	0,068	0,018	1642,00	316,00	2,48	783,47	10,49	61,64	4,64
R1234yf	70,00	0,00	14,27	6,84	2,64	0,068	0,025	2045,00	316,00	2,83	895,18	10,40	72,17	3,94

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Al igual de las tablas anteriores, con los datos obtenidos se pueden realizar las gráficas, para compararlas y conocer en qué porcentaje los resultados de la bomba de calor con compresión simple etapa es mayor o menor a los resultados de las bombas de calor con compresión con inyección de vapor.

3.2.1 Análisis del COP de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes

En las siguientes figuras se muestra el COP (eje y) con respecto a la temperatura de condensación (eje x), la línea celeste muestra el refrigerante R-134a, la línea naranja muestra el refrigerante R-290, la línea ploma muestra el refrigerante R-407, la línea amarilla muestra el refrigerante R-32, la línea azul muestra el refrigerante R-152a, la línea verde muestra el refrigerante R-410a, la línea azul marino muestra el refrigerante R-161 y la línea de color vino muestra el refrigerante R-1234yf.

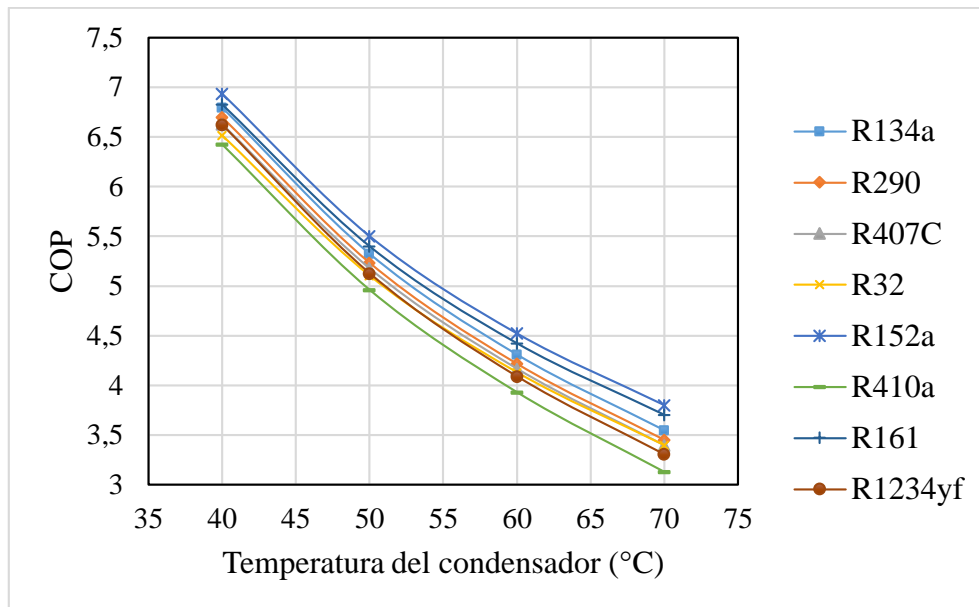


Gráfico 7-3: COP vs. T_c de la bomba de calor con compresión simple etapa, para varios refrigerantes.

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

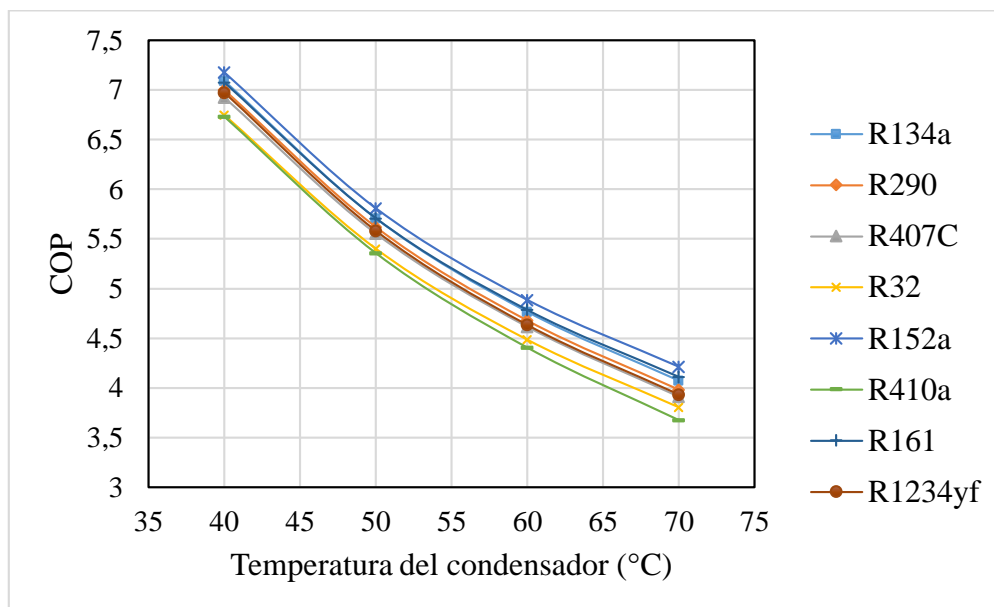


Gráfico 8-3: COP vs. T_c de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

El COP obtenido en los resultados de la simulación de la bomba de calor doble etapa, en todas sus temperaturas de condensación y con todos los refrigerantes son mayores a los de la bomba de calor simple etapa; por ejemplo, el COP del refrigerante R-152a es mayor en 3,45% a $T_c = 40^\circ\text{C}$, el COP del refrigerante R-410a es mayor en 17,48% para $T_c = 70^\circ\text{C}$.

Ciclo simple etapa: Cuando el refrigerante R-152a trabaja con una $T_c = 70^\circ\text{C}$ obtiene un aumento del 7,19% con respecto al refrigerante R-134a, pero con el refrigerante R-410a ocurre todo lo

contrario, al trabajar con una $T_c = 70^\circ\text{C}$ el COP disminuye 11,78% al compararlo con el refrigerante R-134a trabajando en las mismas condiciones.

Ciclo doble etapa: el refrigerante con el mejor COP sigue siendo el refrigerante R-152a, siendo un 3,41% más alto que el refrigerante R-134a cuando trabajan con una $T_c = 70^\circ\text{C}$ y también el refrigerante menos indicado es el R-410a ya que es 9,72% menor al COP del refrigerante R-134a al trabajar con una $T_c = 70^\circ\text{C}$.

3.2.2 Análisis de la capacidad calorífica de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes

En las siguientes figuras se muestra la capacidad calorífica (eje y) con respecto a la temperatura de condensación (eje x), la línea celeste muestra el refrigerante R-134a, la línea naranja muestra el refrigerante R-290, la línea ploma muestra el refrigerante R-407, la línea amarilla muestra el refrigerante R-32, la línea azul muestra el refrigerante R-152a, la línea verde muestra el refrigerante R-410a, la línea azul marino muestra el refrigerante R-161 y la línea de color vino muestra el refrigerante R-1234yf.

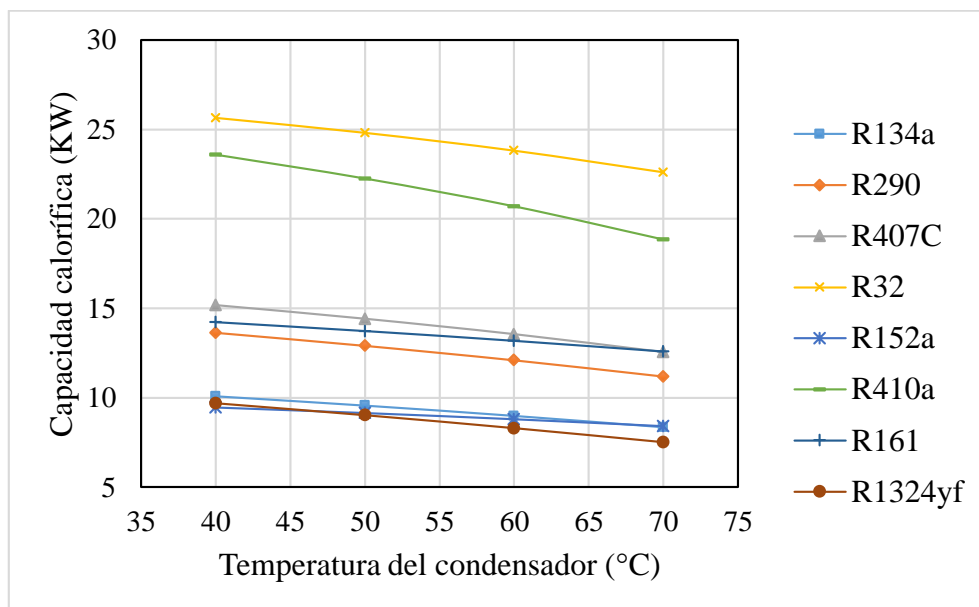


Gráfico 9-3: \dot{Q}_c vs. T_c de la bomba de calor con compresión simple etapa, para varios refrigerantes

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

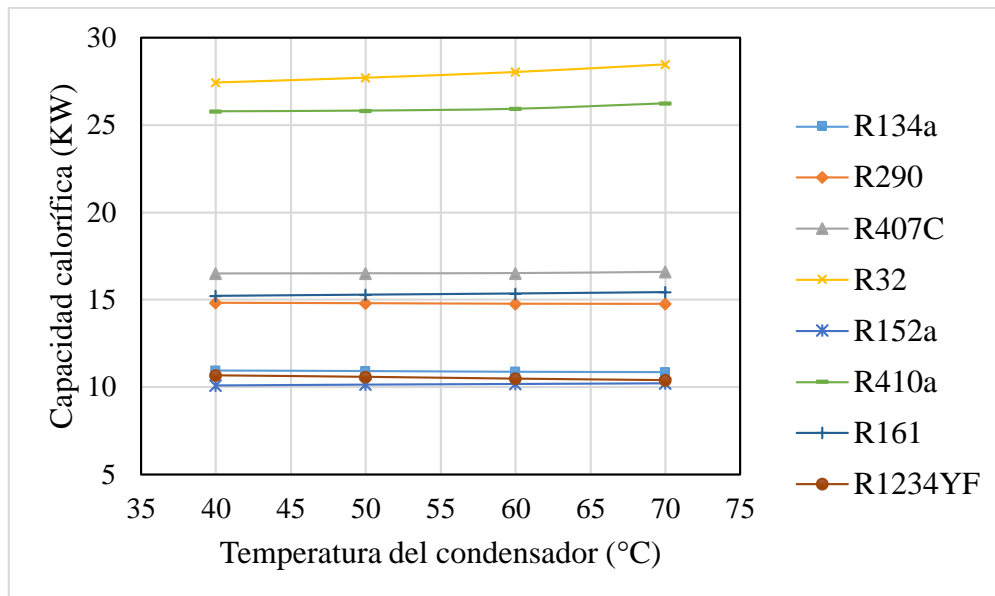


Gráfico 10-3: \dot{Q}_c vs. T_c de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor, para varios refrigerantes
Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Para la capacidad calorífica, se puede observar que en ambos casos se forman tres grupos, en donde, la capacidad calorífica del refrigerante R-32 a $T_c=70^\circ\text{C}$ en la bomba de calor doble etapa es 25,86% mayor que en la bomba de calor simple etapa. El refrigerante R-152a que ofrecía uno de los mejores rendimientos, no destaca al momento del análisis de la capacidad calorífica, en especial cuando se lo usa a $T_c=70^\circ\text{C}$ en la bomba de calor simple etapa, ya que es menor en un 21,72% a cuando se lo usa en la bomba de calor doble etapa.

En la figura 10-3 se puede observar que la capacidad calorífica prácticamente no cambia conforme aumenta la T_c , esto se debe a muchas variables, primero la correlación de Domanski que obliga al modelo a trabajar con la presión intermedia óptima, lo que ocasiona que varíe el caudal trasegado en el segundo compresor al aumentar o disminuir la T_c como se puede ver en la tabla 4-3. Una solución para que el ciclo se pueda adaptar a este cambio de caudales para el segundo compresor, es que este compresor sea de velocidad variable, de esta manera el ciclo no se vea afectado. Por lo tanto, este modelo se enfoca en hallar la presión intermedia óptima y no a hallar el caudal del segundo compresor, incluso esto es un beneficio porque aumenta la posibilidad de usar la bomba de calor doble etapa porque puede operar a distintas T_c y que la capacidad calorífica prácticamente no se vea afectada.

3.2.3 *Análisis de la temperatura de descarga de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes*

En las siguientes figuras se muestra la temperatura de descarga (eje y) con respecto a la temperatura de condensación (eje x), la línea celeste muestra el refrigerante R-134a, la línea naranja muestra el refrigerante R-290, la línea ploma muestra el refrigerante R-407, la línea

amarilla muestra el refrigerante R-32, la línea azul muestra el refrigerante R-152a, la línea verde muestra el refrigerante R-410a, la línea azul marino muestra el refrigerante R-161 y la línea de color vino muestra el refrigerante R-1234yf.

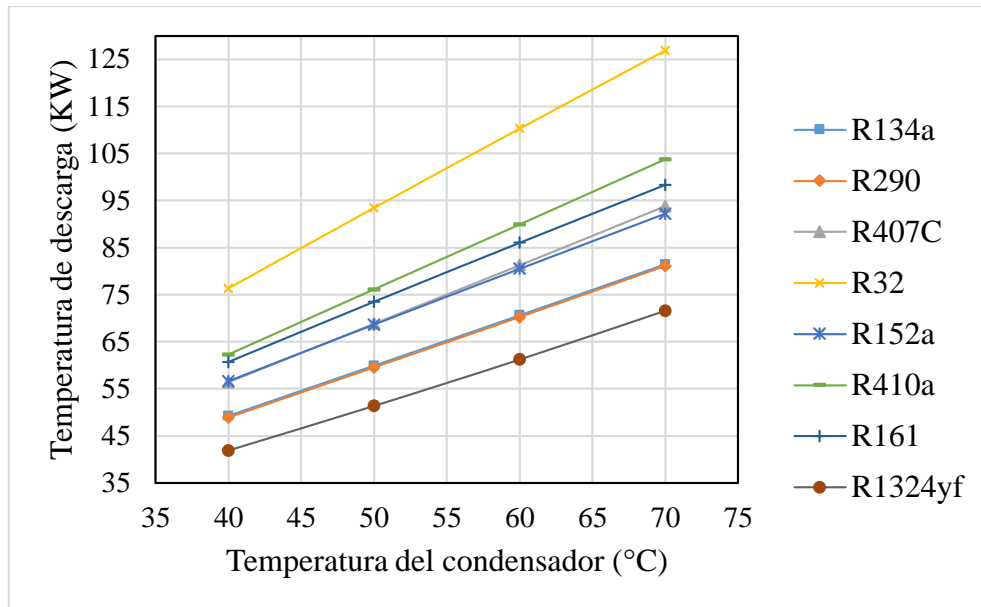


Gráfico 11-3: $T_{descarga}$ vs. T_c de la bomba de calor con compresión simple etapa, para varios refrigerantes
 Realizado por: (López, Bryan, 2021)

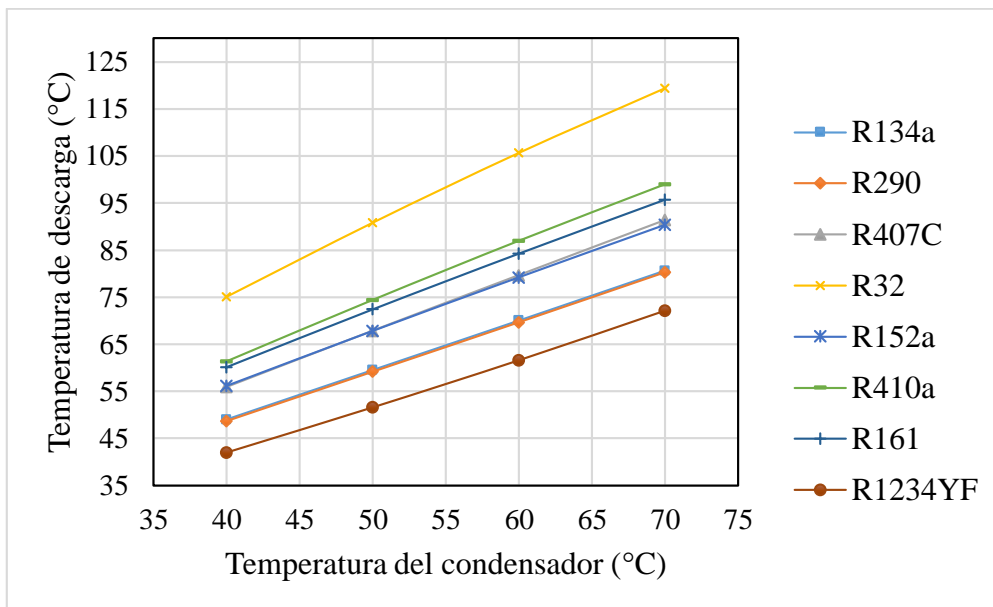


Gráfico 12-3: $T_{descarga}$ vs. T_c de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor, para varios refrigerantes
 Realizado por: (López, Bryan, 2021)

En estas gráficas, entre mayor es la temperatura del T_c mayor es la temperatura de descarga, el refrigerante que entrega altas temperaturas de descarga, ya sea que con una T_c alta o baja es el refrigerante R-32, en especial cuando es usado en el ciclo simple etapa.

Ciclo simple etapa: las temperaturas de descarga van en aumento conforme aumenta la T_c , al aumentar esta temperatura se acerca peligrosamente a la temperatura a la que el aceite lubricante pierde sus propiedades. Los refrigerantes R-32 y R-410 al trabajar a $T_c = 70^\circ\text{C}$ llegan al límite.

Ciclo doble etapa: los refrigerantes R-32, R-161, R-410 cuando la T_c va aumentado a partir de los 60°C las temperaturas de descarga aumentan peligrosamente, en especial la temperatura de descarga del refrigerante R-32 que al trabajar con una $T_c = 70^\circ\text{C}$ sobrepasa el límite ya que su temperatura es de $119,46^\circ\text{C}$.

Cuando la temperatura de condensación está en el rango de 40° a 50°C , la temperatura de descarga prácticamente es segura; el refrigerante R-1234yf en las dos bombas de calor las temperaturas de descarga son menores; mientras que la temperatura de descarga con el refrigerante R-32 a $T_c = 70^\circ\text{C}$ es mayor $7,44\text{K}$ cuando es usado en la bomba de calor simple etapa, cuando se usa el refrigerante R-1234yf a $T_c = 70^\circ\text{C}$ es mayor $0,56\text{K}$ cuando es usado en la bomba de calor doble etapa.

3.3 Resultados de la simulación de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del fluido secundario

En las dos tablas siguientes, muestran los datos de entrada del modelo y además los resultados importantes de las simulaciones de los apartados 2.4.2 y 2.4.4 como el consumo energético (\dot{E}), flujo másico (\dot{m}_e), presiones de condensación (P_c) y evaporación (P_e), capacidad calorífica (\dot{Q}_c), temperatura de descarga (T_{descarga}) pero se toma más énfasis en el COP de calentamiento (COP), el sc y T_c .

Tabla 5-3: Resumen de los resultados obtenidos de la bomba de calor con compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario

Ref.	$T_{W_{in}}$ ($^\circ\text{C}$)	$T_{W_{out}}$ ($^\circ\text{C}$)	sc (K)	sh (K)	T_c ($^\circ\text{C}$)	T_e ($^\circ\text{C}$)	\dot{V}_{desp} (m^3/h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	P_c (kPa)	P_e (kPa)	P_R (-)	\dot{Q}_c (kW)	T_{descarga} ($^\circ\text{C}$)	COP (-)
R134a	15,00	40,00	23,44	5,00	38,44	-15,00	14,27	1,22	0,032	975,30	164,00	5,95	6,78	50,48	5,55
R134a	15,00	40,00	23,57	5,00	38,57	-10,00	14,27	1,32	0,039	978,80	200,70	4,88	8,17	49,50	6,21
R134a	15,00	40,00	23,79	5,00	38,79	0,00	14,27	1,45	0,056	984,60	293,00	3,36	11,63	47,91	8,05
R134a	15,00	40,00	23,96	5,00	38,96	10,00	14,27	1,45	0,078	989,20	414,90	2,38	16,17	46,69	11,17
R134a	15,00	45,00	28,05	5,00	43,05	-15,00	14,27	1,31	0,032	1103,00	164,00	6,72	6,87	55,37	5,24
R134a	15,00	45,00	28,21	5,00	43,21	-10,00	14,27	1,42	0,039	1108,00	200,70	5,52	8,28	54,44	5,82
R134a	15,00	45,00	28,47	5,00	43,47	0,00	14,27	1,60	0,056	1115,00	293,00	3,81	11,78	52,91	7,39
R134a	15,00	45,00	28,68	5,00	43,68	10,00	14,27	1,66	0,078	1121,00	414,90	2,70	16,38	51,75	9,89
R134a	15,00	50,00	32,63	5,00	47,63	-15,00	14,27	1,39	0,032	1242,00	164,00	7,57	6,95	60,22	4,99
R134a	15,00	50,00	32,81	5,00	47,81	-10,00	14,27	1,52	0,039	1248,00	200,70	6,22	8,38	59,33	5,50
R134a	15,00	50,00	33,11	5,00	48,11	0,00	14,27	1,74	0,056	1257,00	293,00	4,29	11,92	57,87	6,86
R134a	15,00	50,00	33,35	5,00	48,35	10,00	14,27	1,86	0,078	1265,00	414,90	3,05	16,58	56,77	8,92
R134a	15,00	55,00	37,17	5,00	52,17	-15,00	14,27	1,47	0,032	1392,00	164,00	8,49	7,03	65,04	4,77
R134a	15,00	55,00	37,37	5,00	52,37	-10,00	14,27	1,62	0,039	1399,00	200,70	6,97	8,47	64,18	5,23

R134a	15,00	55,00	37,72	5,00	52,72	0,00	14,27	1,88	0,056	1411,00	293,00	4,82	12,06	62,80	6,43
R134a	15,00	55,00	37,99	5,00	52,99	10,00	14,27	2,05	0,078	1421,00	414,90	3,42	16,77	61,75	8,18
R134a	15,00	60,00	41,66	5,00	56,66	-15,00	14,27	1,55	0,032	1554,00	164,00	9,47	7,11	69,81	4,59
R134a	15,00	60,00	41,89	5,00	56,89	-10,00	14,27	1,71	0,039	1562,00	200,70	7,78	8,56	69,00	5,00
R134a	15,00	60,00	42,27	5,00	57,27	0,00	14,27	2,01	0,056	1577,00	293,00	5,38	12,19	67,68	6,07
R134a	15,00	60,00	42,58	5,00	57,58	10,00	14,27	2,23	0,078	1588,00	414,90	3,83	16,95	66,69	7,59
R134a	15,00	65,00	46,09	5,00	61,09	-15,00	14,27	1,62	0,032	1727,00	164,00	10,52	7,18	74,53	4,42
R134a	15,00	65,00	46,34	5,00	61,34	-10,00	14,27	1,80	0,039	1737,00	200,70	8,65	8,65	73,76	4,81
R134a	15,00	65,00	46,77	5,00	61,77	0,00	14,27	2,14	0,056	1754,00	293,00	5,99	12,31	72,53	5,77
R134a	15,00	65,00	47,10	5,00	62,10	10,00	14,27	2,41	0,078	1768,00	414,90	4,26	17,12	71,60	7,11

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Tabla 6-3: Resumen de los resultados obtenidos de la bomba de calor con compresión doble etapa e inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario ($T_{w_{in}}= 15^{\circ}\text{C}$, $sh= 5\text{K}$, $SH_f= 5\text{K}$).

Ref.	$T_{w_{out}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	sc (K)	T_c ($^{\circ}\text{C}$)	T_e ($^{\circ}\text{C}$)	\dot{V}_{desp} (m^3/h)	\dot{V}_{despH} (m^3/h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	\dot{m}_{inj} (kg/s)	P_c (kPa)	P_e (kPa)	P_R (-)	P_m (kPa)	\dot{Q}_c (kW)	$T_{descarga}$ ($^{\circ}\text{C}$)	COP (-)
R134a	40,00	23,47	38,47	-15,00	14,27	10,06	1,31	0,032	0,003	976,00	164,00	1,61	264,03	6,12	50,29	5,67
R134a	40,00	23,59	38,59	-10,00	14,27	10,94	1,40	0,039	0,003	979,00	201,00	1,44	289,27	7,41	49,39	6,31
R134a	40,00	23,80	38,80	0,00	14,27	12,71	1,50	0,056	0,002	985,00	293,00	1,18	345,31	10,60	47,89	8,09
R134a	40,00	23,96	38,96	10,00	14,27	14,50	1,45	0,078	0,000	989,00	415,00	0,99	409,38	14,76	46,70	11,17
R134a	45,00	28,08	43,08	-15,00	14,27	10,30	1,41	0,032	0,003	1104,00	164,00	1,58	258,61	6,14	55,19	5,35
R134a	45,00	28,23	43,23	-10,00	14,27	11,19	1,51	0,039	0,003	1108,00	201,00	1,41	283,41	7,43	54,33	5,91
R134a	45,00	28,47	43,47	0,00	14,27	13,00	1,66	0,056	0,002	1115,00	293,00	1,16	338,54	10,64	52,89	7,42
R134a	45,00	28,68	43,68	10,00	14,27	14,82	1,67	0,078	0,001	1121,00	415,00	0,97	401,62	14,82	51,75	9,88
R134a	50,00	32,66	47,66	-15,00	14,27	10,54	1,51	0,032	0,003	1243,00	164,00	1,54	253,30	6,17	60,05	5,09
R134a	50,00	32,83	47,83	-10,00	14,27	11,45	1,63	0,039	0,003	1248,00	201,00	1,38	277,69	7,46	59,23	5,58
R134a	50,00	33,12	48,12	0,00	14,27	13,30	1,82	0,056	0,003	1257,00	293,00	1,13	331,93	10,68	57,85	6,88
R134a	50,00	33,35	48,35	10,00	14,27	15,16	1,88	0,078	0,001	1265,00	415,00	0,95	394,02	14,88	56,77	8,92
R134a	55,00	37,21	52,21	-15,00	14,27	10,79	1,60	0,032	0,004	1393,00	164,00	1,51	248,13	6,19	64,87	4,86
R134a	55,00	37,40	52,40	-10,00	14,27	11,72	1,74	0,039	0,004	1400,00	201,00	1,36	272,11	7,49	64,09	5,30
R134a	55,00	37,72	52,72	0,00	14,27	13,60	1,97	0,056	0,003	1411,00	293,00	1,11	325,47	10,72	62,78	6,45
R134a	55,00	37,99	52,99	10,00	14,27	15,50	2,08	0,078	0,001	1421,00	415,00	0,93	386,60	14,94	61,75	8,17
R134a	60,00	41,70	56,70	-15,00	14,27	11,03	1,70	0,032	0,004	1555,00	164,00	1,48	243,09	6,21	69,65	4,66
R134a	60,00	41,91	56,91	-10,00	14,27	11,99	1,85	0,039	0,004	1563,00	201,00	1,33	266,67	7,52	68,91	5,06
R134a	60,00	42,28	57,28	0,00	14,27	13,91	2,12	0,056	0,003	1577,00	293,00	1,09	319,17	10,76	67,67	6,08
R134a	60,00	42,58	57,58	10,00	14,27	15,84	2,28	0,078	0,002	1588,00	415,00	0,91	379,37	15,00	66,70	7,58
R134a	65,00	46,14	61,14	-15,00	14,27	11,29	1,79	0,032	0,004	1729,00	164,00	1,45	238,19	6,23	74,39	4,49
R134a	65,00	46,37	61,37	-10,00	14,27	12,26	1,96	0,039	0,004	1738,00	201,00	1,30	261,39	7,54	73,68	4,86
R134a	65,00	46,77	61,77	0,00	14,27	14,22	2,26	0,056	0,003	1754,00	293,00	1,07	313,06	10,80	72,52	5,78
R134a	65,00	47,10	62,10	10,00	14,27	16,19	2,47	0,078	0,002	1768,00	415,00	0,90	372,34	15,06	71,60	7,10

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Para comparar entre las dos bombas de calor se realizan gráficas, para conocer en qué porcentaje los resultados de la bomba de calor con compresión simple etapa es mayor o menor a los resultados de las bombas de calor con compresión con inyección de vapor.

3.3.1 Análisis del COP de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del fluido secundario

En las siguientes figuras se muestra el COP (eje y) con respecto a la temperatura de evaporación (eje x), la línea celeste muestra un $T_{w_{out}}$ de 40°C, la línea naranja muestra un $T_{w_{out}}$ de 45°C, la línea ploma muestra un $T_{w_{out}}$ de 50°C, la línea amarilla muestra un $T_{w_{out}}$ de 55°C, a línea azul muestra un $T_{w_{out}}$ de 60°C y línea amarilla muestra un $T_{w_{out}}$ de 65°C por lo tanto, las seis líneas representan las temperaturas de condensación indicando el comportamiento del COP al aumentar o disminuir esta temperatura.

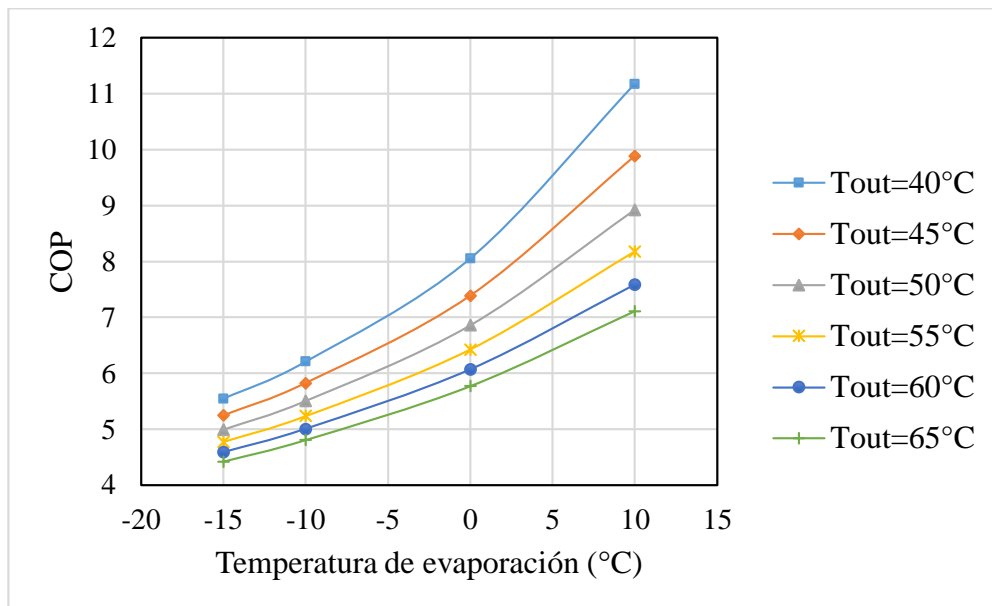


Gráfico 13-3: COP vs. T_e de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

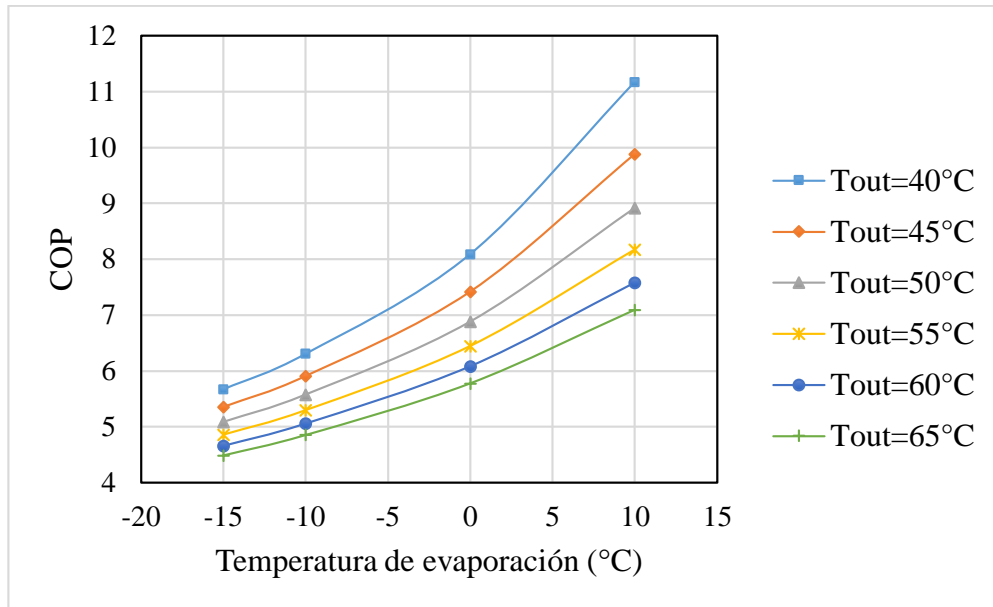


Gráfico 14-3: COP vs. T_e de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Cuando la temperatura de evaporación es igual a -15°C , se obtiene bajos rendimientos con todas las temperaturas de salida de agua, por ejemplo, a una temperatura de salida de 65°C a una $T_e = -15^{\circ}\text{C}$, la bomba de calor doble etapa es un 1,58% mayor que en el ciclo simple etapa. Hay unos casos particulares al tener 10°C en la T_e , pues, cuando la $T_{w_{out}}$ a 40°C , ambos casos tienen el mismo COP (COP= 11,17) en los siguientes casos el ciclo simple etapa es mayor; cuando la $T_{w_{out}}$ a 45°C es mayor en 0,02%, cuando la $T_{w_{out}}$ a 50°C en 0,05%, cuando la $T_{w_{out}}$ a 55°C en 0,09%, cuando la $T_{w_{out}}$ a 60°C en 0,12% y cuando la $T_{w_{out}}$ a 65°C en 0,17%.

3.3.2 Análisis del subenfriamiento óptimo de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del fluido secundario

En las siguientes figuras se muestra el sc_{opt} (eje y) con respecto a la temperatura de evaporación (eje x), la línea celeste muestra un $T_{w_{out}}$ de 40°C , la línea naranja muestra un $T_{w_{out}}$ de 45°C , la línea ploma muestra un $T_{w_{out}}$ de 50°C , la línea amarilla muestra un $T_{w_{out}}$ de 55°C , a línea azul muestra un $T_{w_{out}}$ de 60°C y línea amarilla muestra un $T_{w_{out}}$ de 65°C . por lo tanto, las seis líneas representan las temperaturas de condensación indicando el comportamiento del COP al aumentar o disminuir esta temperatura.

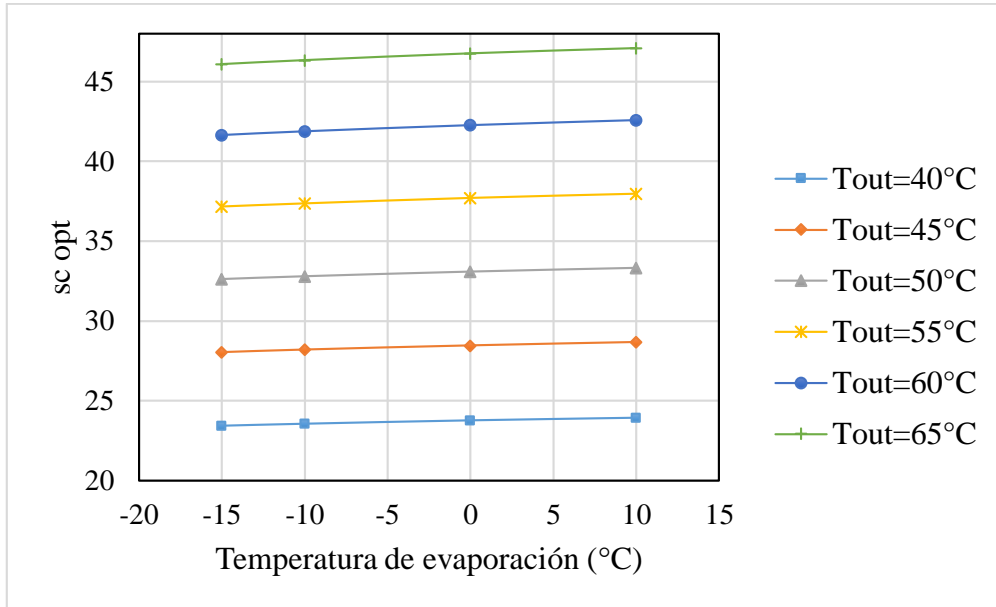


Gráfico 15-3: sc_{opt} vs. T_e de la bomba de calor con compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

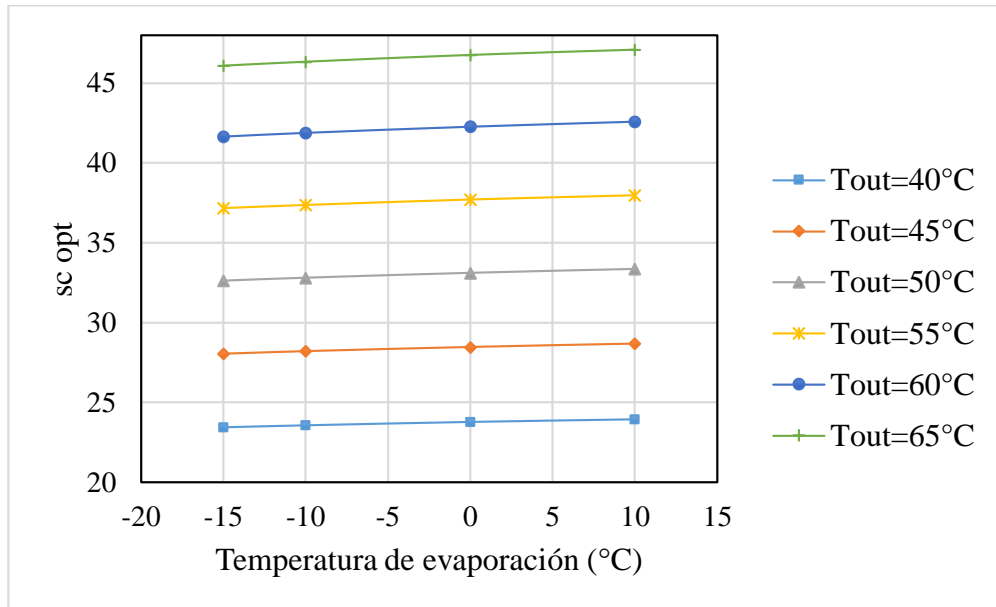


Gráfico 16-3: sc_{opt} vs. T_e de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

El sc_{opt} para ambos casos es el mismo cuando la $T_{w_{out}}$ es igual a 55°C, mientras aumenta la temperatura de salida el agua incrementa, el sc_{opt} también por tal razón, el sc_{opt} es mucho más grande a una temperatura de 65°C, que llega a doblar el valor de cuando la temperatura de salida del agua es 40°C.

3.3.3 Análisis de la temperatura de condensación óptima de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del ciclo secundario

En las siguientes figuras se muestra la T_c (eje y) con respecto a la temperatura de evaporación (eje x), la línea celeste muestra un $T_{W_{out}}$ de 40°C, la línea naranja muestra un $T_{W_{out}}$ de 45°C, la línea ploma muestra un $T_{W_{out}}$ de 50°C, la línea amarilla muestra un $T_{W_{out}}$ de 55°C, a línea azul muestra un $T_{W_{out}}$ de 60°C y línea amarilla muestra un $T_{W_{out}}$ de 65°C. por lo tanto, las seis líneas representan las temperaturas de condensación indicando el comportamiento del COP al aumentar o disminuir esta temperatura.

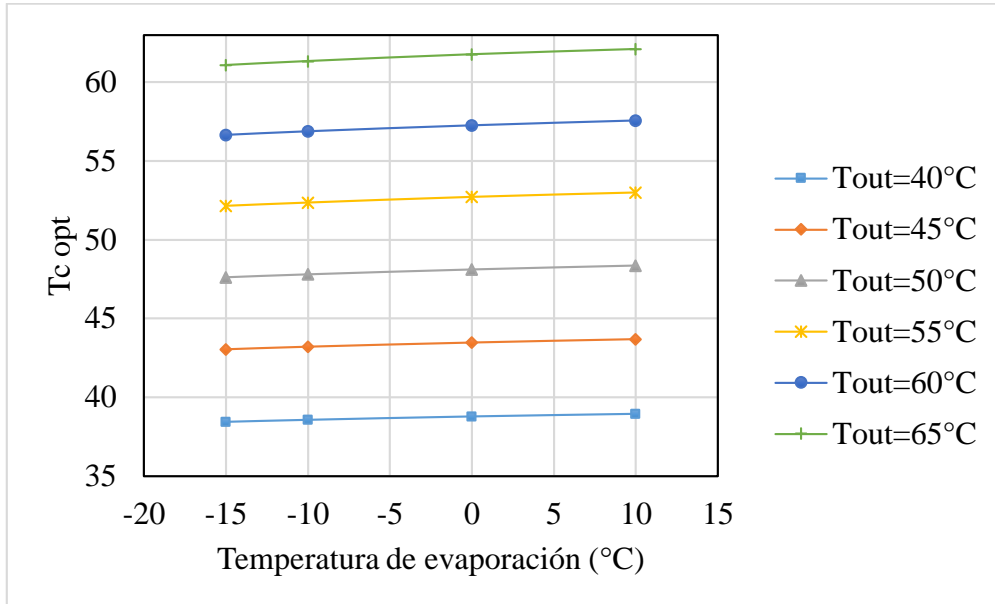


Gráfico 17-3: T_c opt vs. T_e de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

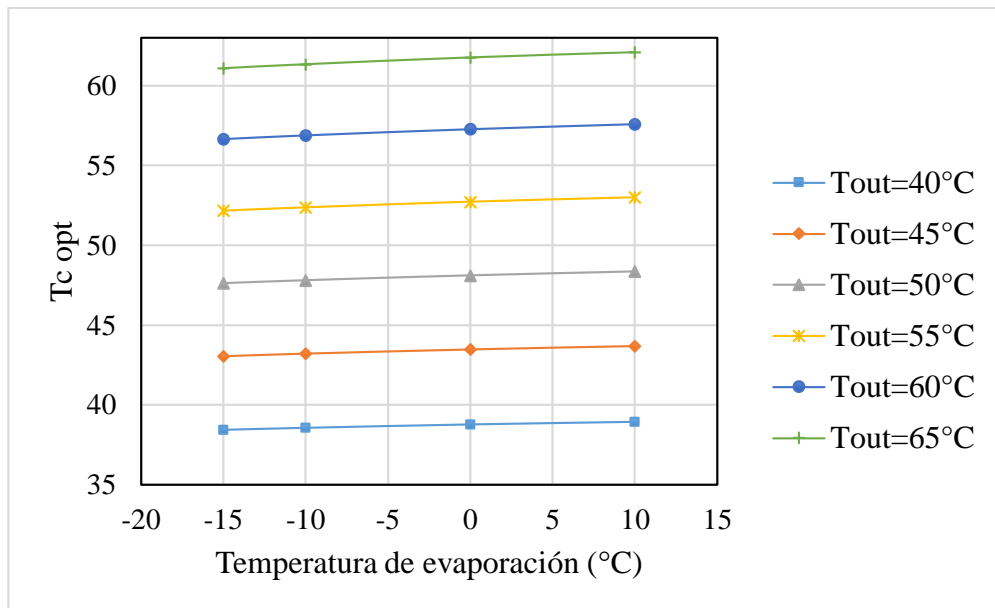


Gráfico 18-3: T_c opt vs. T_e de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

En cambio, para el T_c opt el porcentaje de variación es muy pequeño, uno de los mayores porcentajes es de la bomba de calor doble etapa de 0,08% mayor al ciclo simple etapa, cuando tiene 65°C de $T_{w_{out}}$ y T_e a -15°C y cuando T_e a 10°C a $T_{w_{out}}$ de 55°C variación, la temperatura del condensador es la misma en los dos casos el mismo caso pasa cuando T_e a 10°C a $T_{w_{out}}$ de 55°C.

3.4 Análisis de las bombas de calor simple y doble etapa considerando el salto térmico del fluido secundario con varios refrigerantes

De la misma manera del punto 3.2, para realizar esta comparación, se utilizan los resultados de las simulaciones con todos los refrigerantes, en donde se usaron todos los refrigerantes para poder compararlos entre refrigerantes y no entre temperaturas. Las dos tablas siguientes, muestran los datos de entrada además de los resultados importantes de la primer y tercer simulación como el consumo energético (\dot{E}), flujo másico (\dot{m}_e), presiones de condensación (P_c) y evaporación (P_e), capacidad calorífica (\dot{Q}_c), temperatura de descarga ($T_{descarga}$) y COP de calentamiento (COP).

Tabla 7-3: Resumen de los resultados obtenidos con varios refrigerantes de la bomba de calor con compresión con simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario

Ref.	$T_{w_{in}}$ (°C)	$T_{w_{out}}$ (°C)	sc (K)	sh (K)	T_c (°C)	T_e (°C)	\dot{V}_{desp} (m ³ /h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	P_c (kPa)	P_e (kPa)	P_R (-)	\dot{Q}_c (kW)	$T_{descarga}$ (°C)	COP (-)
R134a	15,00	40,00	23,79	5,00	38,79	0,00	14,27	1,45	0,056	984,60	293,00	3,36	11,63	47,91	8,05
R134a	15,00	45,00	28,47	5,00	43,47	0,00	14,27	1,60	0,056	1115,00	293,00	3,81	11,78	52,91	7,39
R134a	15,00	50,00	33,11	5,00	48,11	0,00	14,27	1,74	0,056	1257,00	293,00	4,29	11,92	57,87	6,86
R134a	15,00	55,00	37,72	5,00	52,72	0,00	14,27	1,88	0,056	1411,00	293,00	4,82	12,06	62,80	6,43
R134a	15,00	60,00	42,27	5,00	57,27	0,00	14,27	2,01	0,056	1577,00	293,00	5,38	12,19	67,68	6,07
R134a	15,00	65,00	46,77	5,00	61,77	0,00	14,27	2,14	0,056	1754,00	293,00	5,99	12,31	72,53	5,77
R290	15,00	40,00	23,74	5,00	38,74	0,00	14,27	1,98	0,040	1330,00	474,60	2,80	15,77	47,59	7,96
R290	15,00	45,00	28,41	5,00	43,41	0,00	14,27	2,19	0,040	1480,00	474,60	3,12	15,98	52,55	7,30
R290	15,00	50,00	33,04	5,00	48,04	0,00	14,27	2,39	0,040	1641,00	474,60	3,46	16,17	57,47	6,78
R290	15,00	55,00	37,62	5,00	52,62	0,00	14,27	2,58	0,040	1813,00	474,60	3,82	16,36	62,34	6,35
R290	15,00	60,00	42,15	5,00	57,15	0,00	14,27	2,76	0,040	1995,00	474,60	4,21	16,54	67,18	6,00
R290	15,00	65,00	46,60	5,00	61,60	0,00	14,27	2,93	0,040	2188,00	474,60	4,61	16,71	71,96	5,70
R407C	15,00	40,00	17,67	5,00	37,86	0,00	14,27	2,18	0,076	1456,00	460,40	3,16	16,77	53,76	7,70
R407C	15,00	45,00	22,18	5,00	42,20	0,00	14,27	2,40	0,076	1631,00	460,40	3,54	16,99	59,17	7,08
R407C	15,00	50,00	26,61	5,00	46,46	0,00	14,27	2,61	0,076	1819,00	460,40	3,95	17,21	64,46	6,59
R407C	15,00	55,00	30,96	5,00	50,62	0,00	14,27	2,81	0,076	2017,00	460,40	4,38	17,41	69,62	6,19
R407C	15,00	60,00	35,21	5,00	54,67	0,00	14,27	3,01	0,076	2227,00	460,40	4,84	17,60	74,65	5,86
R407C	15,00	65,00	39,35	5,00	58,59	0,00	14,27	3,19	0,076	2445,00	460,40	5,31	17,78	79,53	5,58
R32	15,00	40,00	21,32	5,00	36,32	0,00	14,27	3,59	0,085	2263,00	813,20	2,78	28,55	70,01	7,95
R32	15,00	45,00	25,14	5,00	40,14	0,00	14,27	3,95	0,085	2486,00	813,20	3,06	28,91	76,61	7,32
R32	15,00	50,00	28,81	5,00	43,81	0,00	14,27	4,29	0,085	2717,00	813,20	3,34	29,25	82,92	6,82
R32	15,00	55,00	32,33	5,00	47,33	0,00	14,27	4,62	0,085	2952,00	813,20	3,63	29,58	88,93	6,41

R32	15,00	60,00	35,70	5,00	50,70	0,00	14,27	4,93	0,085	3192,00	813,20	3,93	29,89	94,65	6,07
R32	15,00	65,00	38,91	5,00	53,91	0,00	14,27	5,22	0,085	3434,00	813,20	4,22	30,19	100,10	5,78
R152a	15,00	40,00	23,26	5,00	38,26	0,00	14,27	1,31	0,032	868,90	264,30	3,29	10,59	54,53	8,07
R152a	15,00	45,00	27,77	5,00	42,77	0,00	14,27	1,45	0,032	979,40	264,30	3,71	10,72	60,00	7,40
R152a	15,00	50,00	32,22	5,00	47,22	0,00	14,27	1,58	0,032	1099,00	264,30	4,16	10,85	65,35	6,86
R152a	15,00	55,00	36,62	5,00	51,62	0,00	14,27	1,71	0,032	1227,00	264,30	4,64	10,98	70,60	6,42
R152a	15,00	60,00	40,97	5,00	55,97	0,00	14,27	1,83	0,032	1365,00	264,30	5,16	11,10	75,76	6,06
R152a	15,00	65,00	45,26	5,00	60,26	0,00	14,27	1,95	0,032	1512,00	264,30	5,72	11,22	80,82	5,75
R410a	15,00	40,00	21,66	5,00	36,78	0,00	14,27	3,40	0,117	2235,00	798,10	2,80	27,24	57,75	8,01
R410a	15,00	45,00	25,62	5,00	40,74	0,00	14,27	3,73	0,117	2462,00	798,10	3,09	27,58	63,27	7,39
R410a	15,00	50,00	29,42	5,00	44,54	0,00	14,27	4,05	0,117	2697,00	798,10	3,38	27,90	68,55	6,90
R410a	15,00	55,00	33,06	5,00	48,17	0,00	14,27	4,34	0,117	2936,00	798,10	3,68	28,19	73,59	6,50
R410a	15,00	60,00	36,51	5,00	51,62	0,00	14,27	4,61	0,117	3179,00	798,10	3,98	28,47	78,36	6,17
R410a	15,00	65,00	39,76	5,00	54,87	0,00	14,27	4,87	0,117	3422,00	798,10	4,29	28,73	82,85	5,90
R161	15,00	40,00	22,88	5,00	37,88	0,00	14,27	1,98	0,040	1292,00	436,70	2,96	15,94	57,96	8,04
R161	15,00	45,00	27,24	5,00	42,24	0,00	14,27	2,19	0,040	1439,00	436,70	3,30	16,14	63,61	7,38
R161	15,00	50,00	31,52	5,00	46,52	0,00	14,27	2,39	0,040	1594,00	436,70	3,65	16,34	69,10	6,85
R161	15,00	55,00	35,72	5,00	50,72	0,00	14,27	2,58	0,040	1759,00	436,70	4,03	16,53	74,44	6,42
R161	15,00	60,00	39,85	5,00	54,85	0,00	14,27	2,76	0,040	1932,00	436,70	4,43	16,71	79,62	6,06
R161	15,00	65,00	43,88	5,00	58,88	0,00	14,27	2,93	0,040	2114,00	436,70	4,84	16,88	84,66	5,76
R1234yf	15,00	40,00	24,68	5,00	39,68	0,00	14,27	1,45	0,068	1010,00	315,80	3,20	11,52	41,62	7,93
R1234yf	15,00	45,00	29,67	5,00	44,67	0,00	14,27	1,61	0,068	1144,00	315,80	3,62	11,67	46,30	7,27
R1234yf	15,00	50,00	34,66	5,00	49,66	0,00	14,27	1,75	0,068	1292,00	315,80	4,09	11,82	51,06	6,75
R1234yf	15,00	55,00	39,63	5,00	54,63	0,00	14,27	1,89	0,068	1452,00	315,80	4,60	11,95	55,90	6,33
R1234yf	15,00	60,00	44,56	5,00	59,56	0,00	14,27	2,02	0,068	1626,00	315,80	5,15	12,08	60,80	5,99
R1234yf	15,00	65,00	49,43	5,00	64,43	0,00	14,27	2,14	0,068	1812,00	315,80	5,74	12,21	65,76	5,70

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Tabla 8-3: Resumen de los resultados obtenidos con varios refrigerantes de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario ($T_{w_{in}}= 15^{\circ}\text{C}$, $sh= 5\text{K}$, $SH_f= 5\text{K}$, $T_e= 0^{\circ}\text{C}$).

Ref.	$T_{w_{out}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	sc (K)	T_c ($^{\circ}\text{C}$)	\dot{V}_{desp} (m^3/h)	$\dot{V}_{desp H}$ (m^3/h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	\dot{m}_{inj} (kg/s)	P_c (kPa)	P_e (kPa)	P_R (-)	P_m (kPa)	\dot{Q}_c (kW)	$T_{descarga}$ ($^{\circ}\text{C}$)	COP (-)
R134a	40,00	23,80	38,80	14,27	12,71	1,50	0,056	0,002	985,00	293,00	1,18	345,31	10,60	47,89	8,09
R134a	45,00	28,47	43,47	14,27	13,00	1,66	0,056	0,002	1115,00	293,00	1,16	338,54	10,64	52,89	7,42
R134a	50,00	33,12	48,12	14,27	13,30	1,82	0,056	0,003	1257,00	293,00	1,13	331,93	10,68	57,85	6,88
R134a	55,00	37,72	52,72	14,27	13,60	1,97	0,056	0,003	1411,00	293,00	1,11	325,47	10,72	62,78	6,45
R134a	60,00	42,28	57,28	14,27	13,91	2,12	0,056	0,003	1577,00	293,00	1,09	319,17	10,76	67,67	6,08
R134a	65,00	46,77	61,77	14,27	14,22	2,26	0,056	0,003	1754,00	293,00	1,07	313,06	10,80	72,52	5,78
R290	40,00	23,75	38,75	14,27	13,02	2,05	0,040	0,002	1330,00	475,00	1,15	545,22	14,35	47,57	8,00
R290	45,00	28,41	43,41	14,27	13,28	2,27	0,040	0,002	1481,00	475,00	1,13	536,20	14,40	52,53	7,34
R290	50,00	33,04	48,04	14,27	13,55	2,49	0,040	0,002	1641,00	475,00	1,11	527,37	14,46	57,45	6,80
R290	55,00	37,62	52,62	14,27	13,81	2,70	0,040	0,002	1813,00	475,00	1,09	518,73	14,51	62,33	6,37
R290	60,00	42,15	57,15	14,27	14,08	2,91	0,040	0,002	1995,00	475,00	1,08	510,30	14,57	67,17	6,01

R290	65,00	46,61	61,61	14,27	14,35	3,10	0,040	0,002	2188,00	475,00	1,06	502,10	14,62	71,95	5,71
R407C	40,00	17,68	32,68	14,27	12,50	1,97	0,076	0,003	1266,00	460,00	1,20	553,17	15,78	47,22	9,02
R407C	45,00	22,20	37,20	14,27	12,78	2,22	0,076	0,003	1430,00	460,00	1,18	543,11	15,84	52,87	8,12
R407C	50,00	26,64	41,64	14,27	13,06	2,47	0,076	0,004	1608,00	460,00	1,16	533,36	15,90	58,40	7,43
R407C	55,00	30,98	45,98	14,27	13,34	2,71	0,076	0,004	1797,00	460,00	1,14	523,93	15,95	63,80	6,88
R407C	60,00	35,24	50,24	14,27	13,63	2,95	0,076	0,004	1998,00	460,00	1,12	514,85	16,01	69,08	6,43
R407C	65,00	39,37	54,37	14,27	13,91	3,17	0,076	0,005	2211,00	460,00	1,10	506,11	16,06	74,23	6,06
R32	40,00	21,33	36,33	14,27	12,93	3,68	0,085	0,003	2264,00	813,00	1,17	949,16	25,73	69,89	7,99
R32	45,00	25,15	40,15	14,27	13,12	4,07	0,085	0,003	2487,00	813,00	1,15	935,69	25,80	76,50	7,35
R32	50,00	28,82	43,82	14,27	13,30	4,43	0,085	0,003	2717,00	813,00	1,14	922,88	25,87	82,81	6,84
R32	55,00	32,35	47,35	14,27	13,48	4,78	0,085	0,003	2953,00	813,00	1,12	910,72	25,93	88,83	6,43
R32	60,00	35,72	50,72	14,27	13,66	5,11	0,085	0,003	3193,00	813,00	1,11	899,20	26,00	94,56	6,08
R32	65,00	38,93	53,93	14,27	13,83	5,43	0,085	0,004	3435,00	813,00	1,09	888,33	26,05	99,99	5,80
R152a	40,00	23,27	38,27	14,27	12,68	1,35	0,032	0,001	869,00	264,00	1,18	311,79	9,58	54,49	8,11
R152a	45,00	27,77	42,77	14,27	12,94	1,49	0,032	0,001	980,00	264,00	1,16	305,96	9,61	59,95	7,43
R152a	50,00	32,23	47,23	14,27	13,21	1,64	0,032	0,001	1099,00	264,00	1,14	300,28	9,63	65,31	6,89
R152a	55,00	36,63	51,63	14,27	13,47	1,78	0,032	0,001	1227,00	264,00	1,12	294,74	9,66	70,57	6,44
R152a	60,00	40,98	55,98	14,27	13,74	1,91	0,032	0,001	1365,00	264,00	1,10	289,34	9,69	75,73	6,07
R152a	65,00	45,27	60,27	14,27	14,02	2,04	0,032	0,002	1512,00	264,00	1,08	284,10	9,72	80,80	5,76
R410a	40,00	21,67	36,67	14,27	12,91	3,50	0,117	0,005	2229,00	798,00	1,17	929,67	24,80	57,51	8,08
R410a	45,00	25,63	40,63	14,27	13,13	3,86	0,117	0,005	2456,00	798,00	1,15	916,08	24,89	63,03	7,45
R410a	50,00	29,43	44,43	14,27	13,34	4,20	0,117	0,005	2690,00	798,00	1,13	903,16	24,98	68,32	6,95
R410a	55,00	33,07	48,07	14,27	13,55	4,52	0,117	0,006	2929,00	798,00	1,12	890,93	25,06	73,37	6,54
R410a	60,00	36,52	51,52	14,27	13,75	4,83	0,117	0,006	3172,00	798,00	1,10	879,43	25,13	78,15	6,21
R410a	65,00	39,78	54,78	14,27	13,94	5,11	0,117	0,006	3414,00	798,00	1,09	868,70	25,20	82,65	5,93
R161	40,00	22,89	37,89	14,27	12,86	2,04	0,040	0,001	1292,00	437,00	1,17	508,76	14,42	57,90	8,07
R161	45,00	27,25	42,25	14,27	13,09	2,26	0,040	0,001	1439,00	437,00	1,15	500,31	14,46	63,56	7,41
R161	50,00	31,53	46,53	14,27	13,33	2,47	0,040	0,002	1595,00	437,00	1,13	492,11	14,50	69,05	6,87
R161	55,00	35,73	50,73	14,27	13,56	2,68	0,040	0,002	1759,00	437,00	1,11	484,16	14,54	74,39	6,43
R161	60,00	39,86	54,86	14,27	13,80	2,88	0,040	0,002	1933,00	437,00	1,09	476,46	14,58	79,58	6,07
R161	65,00	43,89	58,89	14,27	14,03	3,07	0,040	0,002	2115,00	437,00	1,07	469,00	14,62	84,62	5,77
R1234yf	40,00	24,68	39,68	14,27	12,90	1,51	0,068	0,003	1010,00	316,00	1,16	367,06	10,55	41,63	7,97
R1234yf	45,00	29,67	44,67	14,27	13,22	1,68	0,068	0,004	1144,00	316,00	1,14	359,86	10,60	46,31	7,31
R1234yf	50,00	34,66	49,66	14,27	13,55	1,84	0,068	0,004	1292,00	316,00	1,12	352,78	10,66	51,07	6,78
R1234yf	55,00	39,63	54,63	14,27	13,89	2,00	0,068	0,004	1452,00	316,00	1,10	345,82	10,71	55,90	6,36
R1234yf	60,00	44,56	59,56	14,27	14,23	2,15	0,068	0,005	1626,00	316,00	1,07	339,02	10,76	60,81	6,01
R1234yf	65,00	49,43	64,43	14,27	14,58	2,29	0,068	0,005	1812,00	316,00	1,05	332,42	10,81	65,77	5,72

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Con los datos obtenidos se pueden realizar las gráficas, para compararlas y conocer en qué porcentaje los resultados de la bomba de calor con compresión simple etapa es mayor o menor a

los resultados de las bombas de calor con compresión con inyección de vapor, pero estos resultados ya toman en cuenta el salto térmico del segundo fluido.

3.4.1 Análisis del COP de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes considerando el salto térmico del ciclo secundario

En las siguientes figuras se muestra el COP (eje y) con respecto a la temperatura de salida del agua (eje x), la línea celeste muestra el refrigerante R-134a, la línea naranja muestra el refrigerante R-290, la línea ploma muestra el refrigerante R-407, la línea amarilla muestra el refrigerante R-32, la línea azul muestra el refrigerante R-152a, la línea verde muestra el refrigerante R-410a, la línea azul marino muestra el refrigerante R-161 y la línea de color vino muestra el refrigerante R-1234yf. por lo tanto, las ocho líneas representan a los refrigerantes indicando su comportamiento según los parámetros establecidos.

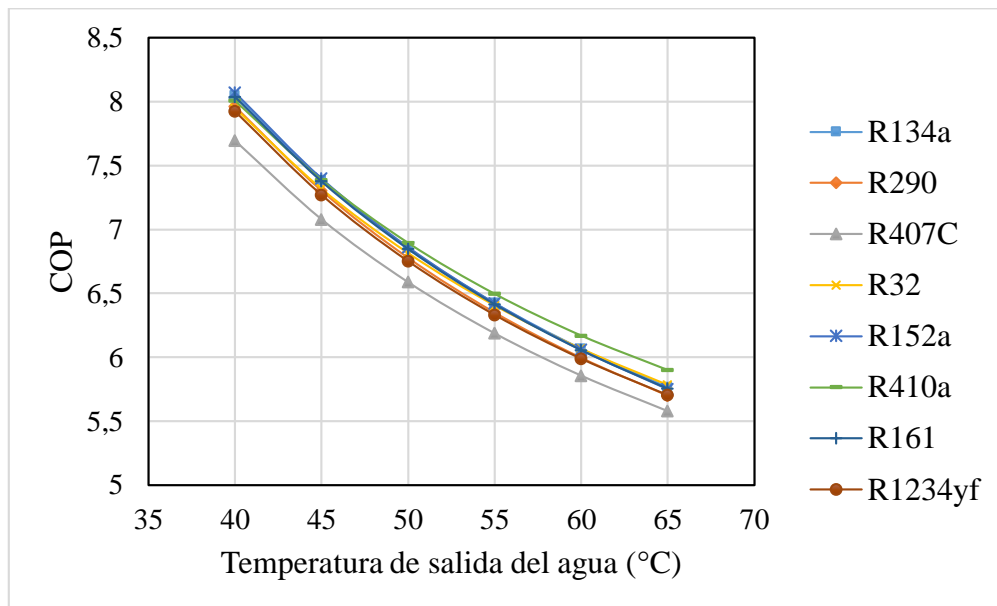


Gráfico 19-3: COP vs. $T_{w_{out}}$ de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

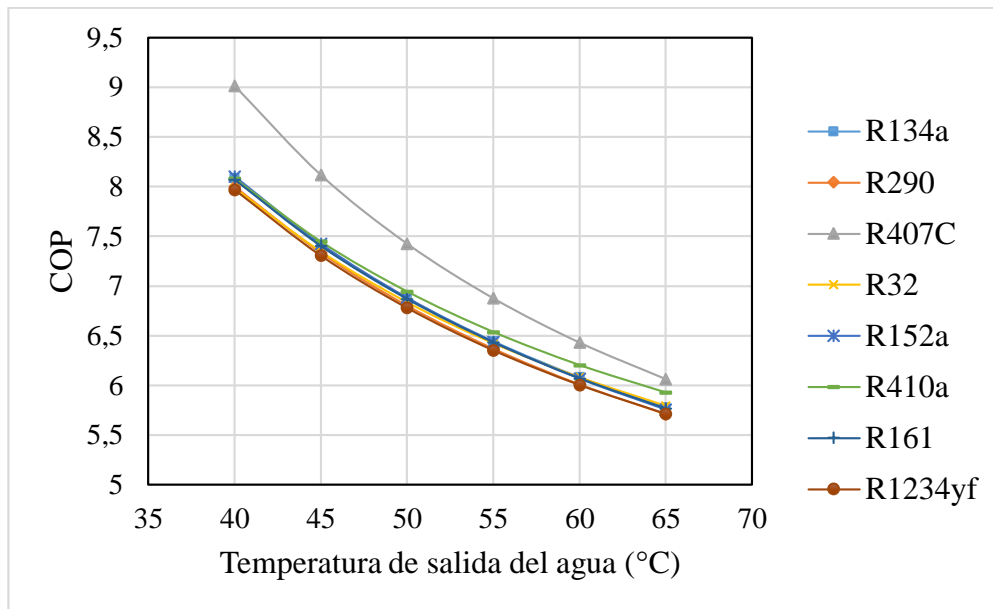


Gráfico 20-3: COP vs. $T_{w_{out}}$ de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Las bombas de calor trabajando con varios refrigerantes presentan el mismo COP, ya que las líneas que los representan están montadas unas sobre otras, a excepción del refrigerante R-407C que está por debajo.

En cambio, en la figura 20-3, se puede observar que el refrigerante R-407C, al ser usado en la bomba de calor doble etapa mejora su rendimiento considerablemente, si la temperatura de salida es 65°C aumenta en 8,71%, pero puede llegar a 17,18% cuando la temperatura de salida es de 40°C en comparación al rendimiento muy pobre que tienen al usarse en la bomba de calor simple etapa. Este es el cambio más notable en el rendimiento de la bomba de calor doble etapa.

3.4.2 *Análisis del subenfriamiento óptimo de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes considerando el salto térmico del fluido secundario*

En las siguientes figuras se muestra el subenfriamiento óptimo (eje y) con respecto a la temperatura de salida del agua (eje x), la línea celeste muestra el refrigerante R-134a, la línea naranja muestra el refrigerante R-290, la línea plomo muestra el refrigerante R-407, la línea amarilla muestra el refrigerante R-32, la línea azul muestra el refrigerante R-152a, la línea verde muestra el refrigerante R-410a, la línea azul marino muestra el refrigerante R-161 y la línea de color vino muestra el refrigerante R-1234yf. por lo tanto, las ocho líneas representan a los refrigerantes indicando su comportamiento según los parámetros establecidos.

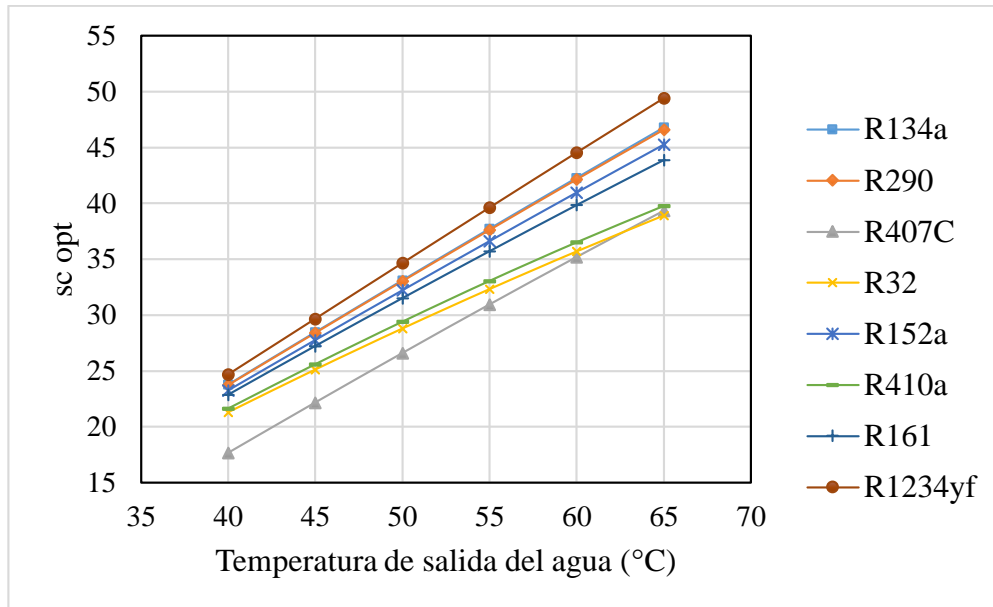


Gráfico 21-3: sc_{opt} vs. $T_{w_{out}}$ de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

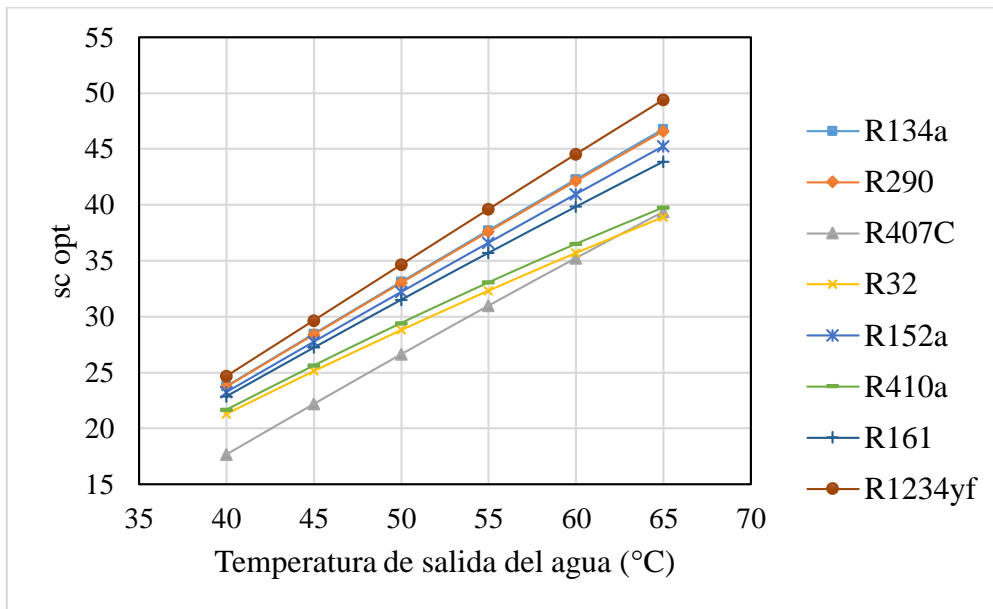


Gráfico 22-3: sc_{opt} vs. $T_{w_{out}}$ de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Gráficamente, se aprecia que no existe diferencia entre los resultados de las dos bombas de calor. Porque la variación que existe es muy pequeña, la variación más grande es 0,09%, se da en el refrigerante R-407C cuando la $T_{w_{out}}$ es 50°C, siendo el sc_{opt} mayor el de la bomba de calor doble etapa.

3.4.3 Análisis de la temperatura de condensación óptima de las bombas de calor simple y doble etapa usando varios refrigerantes considerando el salto térmico del fluido secundario

En las siguientes figuras se muestra el temperatura de condensación óptima (eje y) con respecto a de salida del agua (eje x), la línea celeste muestra el refrigerante R-134a, la línea naranja muestra el refrigerante R-290, la línea ploma muestra el refrigerante R-407, la línea amarilla muestra el refrigerante R-32, la línea azul muestra el refrigerante R-152a, la línea verde muestra el refrigerante R-410a, la línea azul marino muestra el refrigerante R-161 y la línea de color vino muestra el refrigerante R-1234yf.

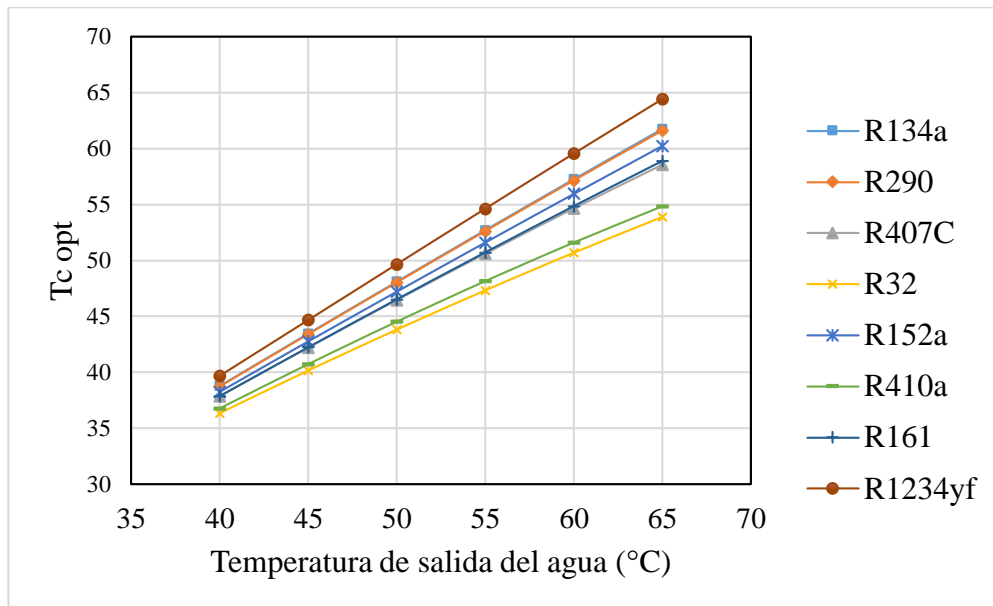


Gráfico 23-3: T_c opt vs. $T_{W_{out}}$ de la bomba de calor con compresión simple etapa con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

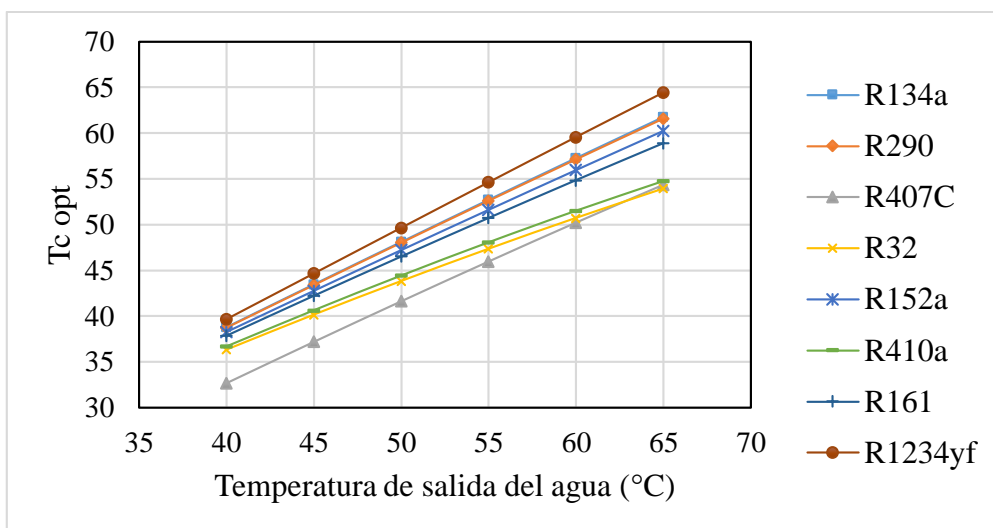


Gráfico 24-3: T_c opt vs. $T_{W_{out}}$ de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Del mismo modo del caso anterior, según la gráfica no existe cambio alguno, ya que la variación que existe es muy pequeña casi similar al caso del sc opt,a excepción del refrigerante R-407C que tiene variaciones muy grandes, por ejemplo, cuando la $T_{w_{out}}$ es 40°C, hay un aumento del 13,67% y cuando $T_{w_{out}}$ es 65°C del 7,20%, en ambos casos la T_c opt es mayor en la bomba de calor simple etapa.

3.5 Comparación del tamaño de compresor y consumo energético en función de la capacidad calorífica

Esta comparación se caracteriza por tener los mismos valores en la capacidad calorífica operando en condiciones nominales en ambas bombas de calor para contrastar el tamaño del compresor, el COP. Las siguientes dos tablas muestran los valores necesarios para realizar esta comparación.

Tabla 9-3: Resumen de los resultados obtenidos con varios refrigerantes de la bomba de calor con compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario ($T_{w_{in}}= 15^{\circ}\text{C}$, $T_{w_{out}}= 60^{\circ}\text{C}$, $sh= 5\text{K}$, $T_e= 0^{\circ}\text{C}$)

Ref.	sc (K)	T_c ($^{\circ}\text{C}$)	\dot{V}_{despl} (m^3/h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	P_c (kPa)	P_e (kPa)	P_R (-)	\dot{Q}_c (kW)	$T_{descarga}$ ($^{\circ}\text{C}$)	COP (-)
R134a	42,27	57,27	14,27	2,01	0,0558	1577,00	293,00	5,38	12,19	67,68	6,07
R290	42,15	57,15	14,27	2,76	0,0400	1995,00	474,60	4,21	16,54	67,18	6,00
R407C	35,21	54,67	14,27	3,01	0,0758	2227,00	460,40	4,84	17,6	74,65	5,86
R32	35,70	50,70	14,27	4,93	0,0847	3192,00	813,20	3,93	29,89	94,65	6,07
R152a	40,97	55,97	14,27	1,83	0,0324	1365,00	264,30	5,16	11,1	75,76	6,06
R410a	36,51	51,62	14,27	4,61	0,1170	3179,00	798,10	3,98	28,47	78,36	6,17
R161	39,85	54,85	14,27	2,76	0,0396	1932,00	436,70	4,43	16,71	79,62	6,06
R1234yf	44,56	59,56	14,27	2,02	0,0682	1626,00	315,80	5,15	12,08	60,80	5,99

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Tabla 10-3: Resumen de los resultados obtenidos con varios refrigerantes de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor considerando el salto térmico del fluido secundario ($T_{w_{in}}=15^{\circ}\text{C}$; $T_{w_{out}}= 60^{\circ}\text{C}$; $sh= 5\text{K}$; $T_e=0^{\circ}\text{C}$)

Ref.	sc (K)	T_c ($^{\circ}\text{C}$)	\dot{V}_{despl_L} (m^3/h)	\dot{V}_{despl_H} (m^3/h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_e (kg/s)	\dot{m}_i (kg/s)	C_o	P_c (kPa)	P_e (kPa)	\dot{Q}_c (kW)	$T_{descarga}$ ($^{\circ}\text{C}$)	COP (-)
R134a	42,28	57,28	13,51	13,17	2,00	0,0324	0,0310	0,0014	0,47	1576,96	293,01	12,19	67,67	6,08
R290	42,15	57,15	13,51	13,33	2,75	0,0558	0,0528	0,0030	0,52	1995,47	474,56	16,54	67,16	6,01
R407C	35,23	50,23	13,25	12,65	2,74	0,0400	0,0379	0,0021	0,54	1998,29	460,38	17,60	69,08	6,43
R32	35,71	50,71	13,71	13,12	4,91	0,0746	0,0704	0,0042	0,56	3193,05	813,15	29,89	94,55	6,08
R152a	40,98	55,98	13,65	13,15	1,83	0,0847	0,0814	0,0033	0,48	1364,98	264,34	11,10	75,73	6,07
R410a	36,52	51,52	13,56	13,06	4,59	0,1170	0,1112	0,0058	0,55	3171,76	798,08	28,47	78,15	6,21
R161	39,85	54,85	13,66	13,21	2,75	0,0396	0,0379	0,0017	0,52	1932,81	436,67	16,71	79,58	6,07
R1234yf	44,56	59,56	13,35	13,31	2,01	0,0681	0,0638	0,0044	0,47	1625,84	315,83	12,08	60,81	6,01

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

3.5.1 Análisis del tamaño de compresor en función de la capacidad calorífica

En la figura 25-3, se puede observar que las barras de color celeste representan el tamaño del compresor para la bomba de calor con compresión simple etapa y las barras de color naranja

representan el tamaño del compresor para la bomba de calor con compresión con inyección de vapor.

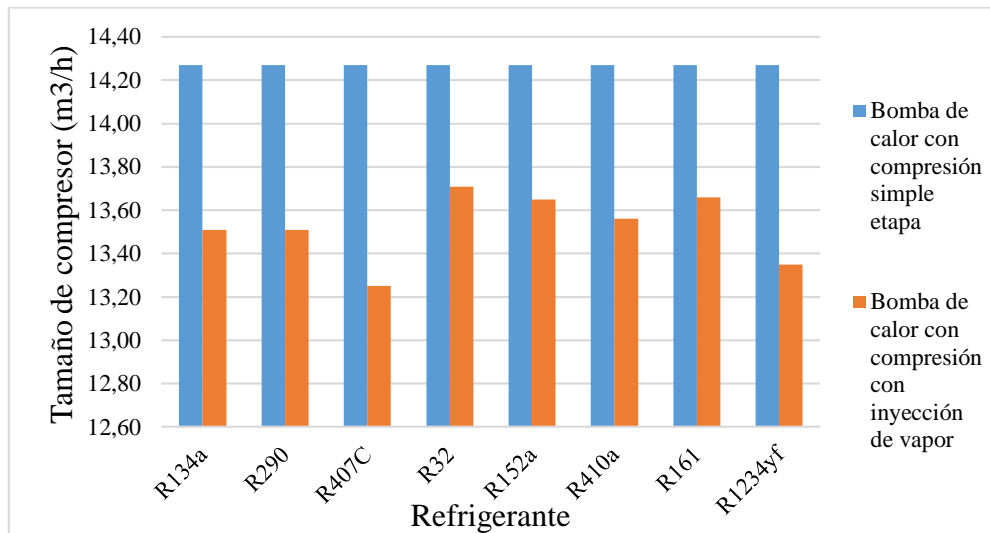


Gráfico 25-3: V_{despl} vs. Refrigerante de la bomba de calor con compresión simple etapa considerando el salto térmico del fluido secundario

Realizado por: (López, Bryan, 2021)

Según las dos tablas resumen anteriores y gráficamente, el tamaño del compresor de baja para la bomba de calor doble etapa son menores para cualquiera de los refrigerantes, en especial el tamaño de compresor del refrigerante R-407C que es un 7,15% más pequeño que para el tamaño de compresor para la bomba de calor simple etapa. Esto se debe a que el condensador funciona con el flujo másico de condensador, que es igual a la suma del flujo másico de evaporador y el flujo másico de inyección ($m_c = m_e + m_{inj}$); ésta es la razón por la cual se necesita un segundo compresor más pequeño para la misma capacidad.

3.5.2 Análisis del consumo energético en función de la capacidad calorífica

En la figura 26-3, se puede observar que las barras de color celeste representan el consumo energético para la bomba de calor con compresión simple etapa y las barras de color naranja representan el consumo energético para la bomba de calor con compresión con inyección de vapor.

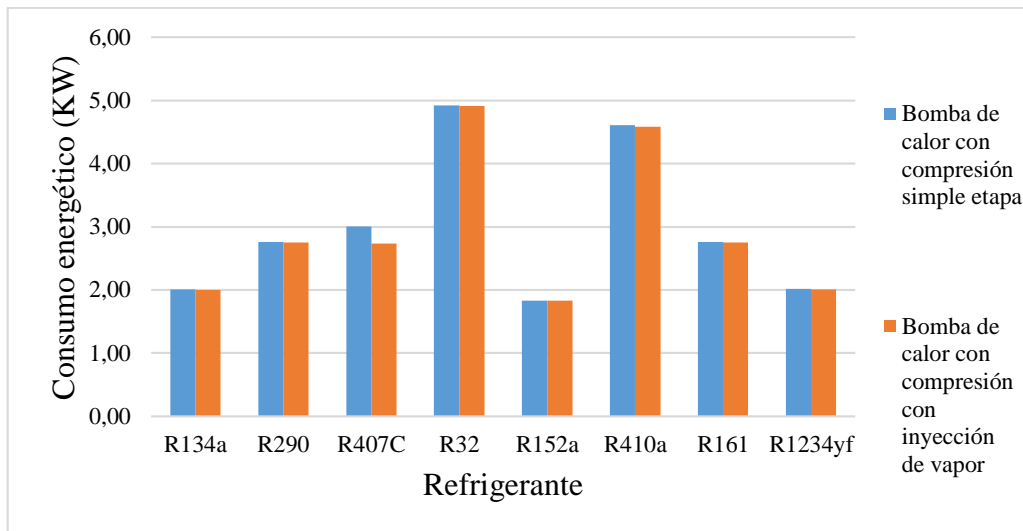


Gráfico 26-3: V_{despl} vs. refrigerante de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor con salto térmico
Realizado por: (López, Bryan, 2021)

El consumo energético de la bomba de calor con compresión con inyección de vapor es ligeramente inferior, el porcentaje de disminución del consumo es muy pequeño, por ejemplo, el consumo del refrigerante R-152a es el más bajo de todos los refrigerantes y con la bomba de calor doble etapa tiene una disminución de 0,28% en comparación con el consumo de la bomba de calor simple etapa. El refrigerante R-32 tiene el mayor consumo en las dos bombas de calor, la bomba de calor simple etapa consume 0,27% más que con la bomba de calor doble etapa. En el caso del refrigerante R-407C hay una disminución importante, con la bomba de calor simple etapa el consume 9% más de energía que la bomba de calor doble etapa.

CONCLUSIONES

- La bomba de calor es una tecnología muy versátil y eficiente, ya que existen diferentes configuraciones tanto para los intercambiadores de calor como para los compresores; además, existen diversos tipos de bombas de calor que pueden ser usadas tanto para la producción de agua caliente sanitaria como para calefacción.
- En las dos bombas de calor sin tomar en cuenta el salto térmico del agua en el condensador, el COP más alto se obtuvo cuando la $T_e = 10\text{ °C}$ y $T_c = 40\text{ °C}$, siendo un 2,21% mayor la bomba de calor doble etapa, el ciclo doble etapa es mayor en 4,29% en capacidad calorífica y la temperatura de descarga es de 0,07K menor que la bomba de calor simple etapa.
- La bomba de calor doble etapa presenta un COP 10,7% mayor, una capacidad calorífica 37% mayor y una temperatura de descarga 1 K menor que la bomba simple etapa, cuando operan con una temperatura de condensación de 60 °C y una temperatura de evaporación de 0 °C , con R-134a como refrigerante y un flujo volumétrico de $14,27\text{ m}^3/\text{h}$ en ambos compresores.
- El sistema trabajando con el refrigerante R-152a consigue mayores COP en 7,19% y 3,41% para el ciclo simple y doble etapa respectivamente, comparado con el refrigerante R-134a, cuando la temperatura del condensador es de 70 °C . Con respecto a la capacidad calorífica destaca el refrigerante R-32, que en el ciclo doble etapa aumenta un 25,86% con respecto al simple etapa; finalmente, el refrigerante R-32 obtiene las temperaturas de descarga más elevadas con una diferencia de 7,44 K respecto a la bomba de calor simple etapa, trabajando a con una temperatura de condensación de 70 °C .
- Considerando el salto térmico del fluido secundario, la bomba de calor doble etapa, trabajando con el refrigerante R-407C presenta un COP 5,8% mayor que con el refrigerante R-134a con una temperatura de salida del agua de 60 °C .
- Considerando la misma capacidad calorífica en un punto nominal de funcionamiento, la bomba de calor doble etapa requiere un tamaño de compresor de baja 7,7% menor que la bomba de calor simple etapa.
- Los beneficios de las bombas de calor doble etapa son mucho más notorios cuando la temperatura de condensación es alta o la temperatura de evaporación es muy baja; es decir es que las bombas de calor se destacan cuando las condiciones de trabajo son extremas.

RECOMENDACIONES

- Las bombas de calor pueden llegar a ser la alternativa más efectiva para reemplazar a los calefones y calentadores eléctricos en el país, entregando muchos beneficios tanto económicos como energéticos, al consumir menos combustibles fósiles y consumir menos energía eléctrica.
- Como trabajo futuro, en primer lugar, se podría realizar el estudio considerando eficiencias de compresores que son usados usualmente en estos tipos de ciclos.
- Realizar cálculos de los rendimientos medios estacionales y realizar comprobaciones experimentales de los resultados obtenidos de los modelos.
- Si se desea una temperatura de ingreso del agua más exacta, se deberá usar un termómetro con mayor precisión, y registrar las temperaturas en diferentes meses del año.

BIBLIOGRAFÍA

ARNABAT, Idoia. *Caloryfrio.com. Calderas de biomasa y pellets. Las ventajas de la calefacción más ecológica.* [blog]. 20 de Septiembre de 2015. [Consulta: 07 de diciembre de 2020]. Disponible en: <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/calderas/calderas-de-biomasa-ventajas-y-funcionamiento.html>.

ARNABAT, Idoia. *Caloryfrio.com. Gas R32 - Infografía para entender mejor este refrigerante.* [blog]. 27 de marzo de 2019. [Consulta: 07 de diciembre de 2020]. Disponible en: <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-acondicionado-domestico/gas-r32-infografia-entender-mejor-este-refrigerante.html#gas-r32-normativa>.

ATECYR. *Guía técnica de agua caliente sanitaria central.* Madrid - España: IDAE, 2010, pp. 7-11.

Boletín Oficial del Estado. *BOE. Real Decreto 1042/2013.* [blog] 27 de diciembre de 2013. [Consulta: 30 de noviembre de 2020]. Disponible en: <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2013-13759>.

CALLEJA, Daniel. *ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A PARA APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN COMERCIAL* [En línea] (Trabajo de titulación). (Ingeniería) Universitat Jaume I, Castellón, España. 2018. [Consulta: 27 de enero de 2021]. Disponible en: http://repositori.uji.es/xmlui/bitstream/handle/10234/176229/TFG_Daniel_Calleja.pdf?sequence=1&isAllowed=y

CAPITO, Vicente. 2019. *DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR DE ALTA TEMPERATURA PARA APLICACIONES RESIDENCIALES EN QUITO QUE REEMPLACEN EL REFRIGERANTE R134A* [En línea] (Trabajo de titulación). (Ingeniería) Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador. 2019. [Consulta: 15 de diciembre de 2021]. Disponible en: <https://1library.co/document/zwv8jwvq-diseno-simulacion-temperatura-aplicaciones-residenciales-quito-reemplacen-refrigerante.html#fulltext-content>

DOMANSKI, P. "*Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector*". National Institute of Standards and Technology [En línea], 1995 (United States of America). [Consulta: 15 de diciembre de 2021].

Disponible

en:

https://www.researchgate.net/publication/238676542_Theoretical_evaluation_of_the_vapor_compression_cycle_with_a_liquid-line_suction-line_heat_exchanger_economizer_and_ejector

EN 13771-1. *Compresores y unidades de condensación para refrigeración - Ensayos de prestaciones y métodos de ensayo - Parte 1: Compresores para refrigerantes.* (2017)

ESTUPIÑÁN, José & RUBIO, Washington. "Análisis deontológico en el manejo de refrigerantes en la industria ecuatoriana". *Revista Caribeña de Ciencias Sociales*, (2020) (Ecuador) pp. 1-14

FERNÁNDEZ, Pedro. *Compresores.* Cantabria-España : Universidad de Cantabria, 2010, pp. 5-34.

GARAY, Alonso. *cero grados celcius. Aplicación y ajuste de las válvulas de expansión termostática.* [blog] 28 de julio de 2017. [Consulta: 16 de febrero de 2021]. Disponible en: <https://0grados.com.mx/aplicacion-y-ajuste-de-las-valvulas-de-expansion-termostatica/>.

GARCÍA GONZÁLEZ, Guillermo. *DISEÑO DE UN SISTEMA PARA LA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA MEDIANTE EL USO DE BOMBA DE CALOR* [En línea] (Trabajo de titulación). (Ingeniería) Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España. 2018. pp. 14-15. [Consulta: 13 de febrero de 2021]. Disponible en: <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/112810/García%20-%20Diseño%20de%20un%20sistema%20para%20la%20produccion%20de%20agua%20caliente%20sanitaria%20mediante%20el%20uso%20de%20bo....pdf?sequence=1&isAllowed=y>

GONZALES, Cesar & MORA, Walter. Análisis Comparativo del Gas Refrigerante R22 con los Gases Refrigerantes R-407C y R-290 de un Equipo de Aire Acondicionado Mini Split Decorativo de 18,000 Btu/h en las Oficinas Administrativas de la Empresa GyZ Service. (Trabajo de titulación) (Ingeniería). UTP, Lima - Perú. 2020.

INTARCON. *F-GAS O LA PROHIBICIÓN DE GASES FLUORADOS. F-Gas o la prohibición de gases fluorados.* [blog] 04 abril 2020. [Consulta: 20 de diciembre de 2020]. Disponible en: <https://www.intarcon.com/f-gas/>.

ITURBE, Mikel. *Caloryfrio.com. Bomba de calor para ACS ¿Qué debes saber?* [blog] 24 de octubre de 2017. [Consulta: 18 de noviembre de 2020]. Disponible en: <https://blog.caloryfrio.com/bomba-de-calor-para->

acs/#:~:text=Cómo%20funciona%20una%20bomba%20de%20calor%20para%20ACS&text=L
a%20bomba%20de%20calor%20caliente,otro%20de%20salida%20de%20aire

KIMIKAL. *MANUAL DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO. Ayuda en la Aplicación y Manipulación de REFRIGERANTES.* [En línea]. Bogotá-Colombia: KIMIKAL, 2006. [Consulta: 01 de diciembre de 2020]. Disponible en: <https://drive.google.com/file/d/0B9bD9O3Gi7QDQXIVekM2VmUwZzA/view>

LEMMON, E., HUBER, M. & Mc LINDEN, M. *NIST Standart Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-Refprop, Version 9.1.* [blog] 2013 [Consulta: 15 de enero de 2021]. Disponible en: <https://www.nist.gov/srd/refprop>

MIRANDA, Ángel. *Manual Técnico de Refrigerantes.* España, Barcelona: MARCOMBO, S.A., 2012. pp. 27-40.

MORATO, Alvaro. Preparación y caracterización de nuevos catalizadores activos en la hidrodecloración selectiva de CFCs y HCFCs [En línea] (Trabajo de titulación). (Doctorado) UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI, Cataluña, España. 2002. [Consulta: 26 de febrero de 2021]. Disponible en: <https://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/8516/tesis2AlvaroMorato.pdf?sequence=3&isAllowed=y>

MUÑOZ, Carlos. EVALUACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA DE BOMBAS DE CALOR ASISTIDAS POR ENERGÍA SOLAR EN EXPANSIÓN DIRECTA, PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA [En línea] (Trabajo de titulación). (Ingeniería) Universidad de Chile, Santiago de Chile, Chile. 2020.. [Consulta: 14 de febrero de 2021]. Disponible en: <http://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/176066/Evaluación-técnica-y-económica-de-bombas-de-calor-asistidas-por-energía-solar-en-expansión-directa.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

NIETO, Antonio. *MUNDO HVAC&R. LOS REFRIGERANTES Y SUS PROPIEDADES.* [blog] febrero de 2018. [Consulta: 20 de diciembre de 2020]. Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/2007/02/los-refrigerantes-y-sus-propiedades/>.

NORMA ECUATORIANA DE LA CONSTRUCCIÓN. NORMA HIDROSANITARIA NHE AGUA. Quito - Ecuador: MIDUVI, 2011.

PITARCH, M., HERVAS, E., NAVARRO, E., GONZÁLVEZ, J. & CORBERÁN. J. "Evaluation of optimal subcooling in subcritical heat pump systems". *ELSEVIER*, (2017), (España) pp. 18-31.

PLAZAS, Juan Pablo. LOS REFRIGERANTES Y EL MEDIO AMBIENTE [En línea] (Trabajo de titulación). (Ingeniería) Universidad Politécnica de Catalunya, Cataluña, España. 2012. [Consulta: 10 de enero de 2021]. Disponible en: Barcelona : https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/16336/Memoria_PFC_Plazas_Monroy_Juan_Pablo.pdf?sequence=1&isAllowed=y

RAZZAQ, M., UHAMED, J., HOSSAIN, M. & HOSSAIN, M. "A REVIEW ON HYDROCARBON (HCs) AS AN ALTERNATIVE REFRIGERANT: BASED ON THERMODYNAMIC AND ENVIRONMENTAL APPROACH". *Mechanical Engineering Research Journal*, (2018), (Korea del sur) pp. 86-96.

REY, Francisco & VELASCO, Eloy. *Bombas de calor y energías renovables en edificios*. Madrid, España: Parainfo, S.A., 2005, pp. 23-27.

RÓDENAS, María. 2017. *Diseño de la compresión bietapa para un equipo de calefacción a baja temperatura* [En línea] (Trabajo de titulación). (Ingeniería) Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España. 2017. [Consulta: 15 de enero de 2021]. Disponible en: https://m.riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/75536/73659423_TFG_14804218433705472812323404295013.pdf?sequence=2&isAllowed=y

RUA. *Repositorio Institucional de la Universidad de Alicante. SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION*. [blog] 15 de abril de 2011. [Consulta: 26 de enero de 2021]. Disponible en: <https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>.

SAMANIEGO, Carlos, ÁLVAREZ, Orlando y MALDONADO, Jorge. "EMISIONES PROVOCADAS POR COMBUSTIÓN DE GLP A PARTIR DE CALEFONES EN LA CIUDAD DE LOJA Y SU POSIBLE RELACIÓN CON ENFERMEDADES RESPIRATORIAS AGUDAS (ERAS)". *CEDAMAZ*, (2016), (ECUADOR) pp. 60-67.

SAN JUAN, Gustavo & BARROS, María. *CALENTADOR SOLAR DE AGUA Manual del usuario tecnología sencilla*. Buenos Aires, Argentina: SERVICOP, 2011.

TELLO, Fernando. *Estudio comparativo de un compresor scroll con inyección de vapor y un compresor semihermético doble etapa de pistones trabajando en condiciones extremas*. (Trabajo de titulación) (Maestría). Universidad Politécnica de Valencia. (Valencia - España). 2014.

TELLO, Fernando, NAVARRO, Emilio & GONZÁLVEZ, José. "A comprehensive study of two-stage vapor compression cycles with vapor-injection for heating applications, taking into account heat sink of finite capacity". *ELSEVIER*, (2018) (España) pp. 52-54.

TELLO, Fernando, NAVARRO, Emilio & GONZÁLVEZ, José. "*Comparison of the performance of a vapor-injection scroll compressor and a two-stage scroll compressor working with high pressure ratios*". ELSEVIER, (2019) (España) pp. 1-15.

VELÁZQUEZ, Daniel & VANEGAS, Diego. *DESCRIPCIÓN DE DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN* (Trabajo de titulación) (Ingeniería). UNIVERSIDAD VERACRUZANA, Xalapa - México. 2011.

VENTIL. *Calderas de biomasa para calentamiento de agua.* [blog] 2011. [Consulta: 15 de diciembre de 2020]. Disponible en: <http://ventil.pt/assets/files/544e2ca37abf2.pdf>.

YANCHALIQÚIN, Tania. *DESARROLLO DE UN DISPOSITIVO REGULADOR DE FLUJO DE AGUA HIDROMECAÁNICO PARA DUCHAS ELÉCTRICAS DOMICILIARIAS* (Trabajo de titulación) (Ingeniería). ESPOCH, Riobamba - Ecuador. 2017.

ANEXOS

ANEXO A: REGISTRO DE TOMAS DE TEMPERATURA

Hora	DIA 1	DIA 2	DIA 3	DIA 4
6:00	16,3	15,9	16,2	16
8:00	15,5	16,3	16	17
10:00	16,2	17,2	17,5	18,1
12:00	16,8	17,9	19	18,8
14:00	17	17,5	18,2	18,1
16:00	17,1	18,6	17,5	19
18:00	16,6	17	17	19,1
20:00	16,8	16,8	15,5	18
22:00	15,1	15,8	15,8	16

ANEXO B: MODELO DE LA BOMBA DE CALOR SIMPLE ETAPA

Datos de entrada

$$\text{Ref\$} = \text{'R134a'}$$

$$T_e = 0$$

$$T_c = 80$$

$$s_c = 5$$

$$sh = 5$$

Cilindrada de compresor scroll HHP038

$$V_{\text{despl}_L} = 14,268 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$PR_L = \frac{P_c}{P_e}$$

Rendimiento volumétrico

$$\eta_{v,1} = 1$$

Eficiencia

$$\eta_{cL} = 1$$

Puntos del ciclo

Para refrigerantes con Tglide

$$Tr_e = T [\text{Ref\$} ; P = P_e ; x = 1] \text{ Temperatura de vapor saturado a la presión de evaporación}$$

$$Tb_e = T [\text{Ref\$} ; P = P_e ; x = 0] \text{ Temperatura de líquido saturado a la presión de evaporación}$$

$$T_e = Tr_e$$

$$Tr_c = T [\text{Ref\$} ; P = P_c ; x = 1] \text{ Temperatura de vapor saturado a la presión de condensación}$$

$$Tb_c = T [\text{Ref\$} ; P = P_c ; x = 0] \text{ Temperatura de líquido saturado a la presión de evaporación}$$

$$T_c = Tr_c$$

Succión de baja (1)

$$P_1 = P_e$$

$$T_1 = Tr_e + sh$$

$$h_1 = h [\text{Ref\$} ; T = T_1 ; P = P_1]$$

$$s_1 = s [\text{Ref\$} ; T = T_1 ; P = P_1]$$

Descarga de baja (2)

$$P_2 = P_c$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{10} - h_1}{\eta_{CL}}$$

$$T_2 = T [\text{Ref\$} ; h = h_2 ; P = P_2]$$

$$T_{\text{descarga}} = T_2$$

Descarga isoentrópica de la primera etapa (10) correspondiente a 2s

$$P_{10} = P_c$$

$$s_{10} = s_1$$

$$h_{10} = h [\text{Ref\$} ; s = s_{10} ; P = P_{10}]$$

Salida del condensador (4)

$$P_4 = P_c$$

$$T_4 = T_{bc} - s_c$$

$$h_4 = h [\text{Ref\$} ; T = T_4 ; P = P_4]$$

Entrada al evaporador (5)

$$P_5 = P_e$$

$$h_5 = h_4$$

$$T_5 = T [\text{Ref\$} ; h = h_5 ; P = P_5]$$

Capacidades y potencias consumidas

$$Q_{\text{cooling}} = m_e \cdot [h_1 - h_5]$$

$$Q_{\text{heating}} = m_e \cdot [h_2 - h_4]$$

$$Dh_{isL} = h_{10} - h_1$$

$$W_L = m_e \cdot \frac{Dh_{isL}}{\eta_{CL}}$$

$$E = W_L$$

$$COP_{\text{heating}} = \frac{Q_{\text{heating}}}{E}$$

$$COP_{\text{cooling}} = \frac{Q_{\text{cooling}}}{E}$$

Gasto másico evap

$$\rho_1 = \rho [\text{Ref\$} ; T = T_1 ; P = P_1]$$

$$\eta_{K1} = \frac{m_e}{\rho_1 \cdot V_L}$$

$$V_{\text{desp}_L} = V_L \cdot 3600$$

$$P_s = P_e$$

$$h_s = h_1$$

ANEXO C: MODELO DE LA BOMBA DE CALOR CON INYECCIÓN DE VAPOR

Parámetros ciclo

$$\text{Ref\$} = \text{'R134a'}$$

$$T_e = -15$$

$$T_c = 60$$

$$\text{sh} = 5$$

$$\text{sc} = 5$$

$$P_m = C_o \cdot \sqrt{P_e \cdot P_c}$$

$$PR = \frac{P_c}{P_e} \quad \text{total pressure ratio}$$

$$PR_H = \frac{P_c}{P_m} \quad \text{high pressure ratio}$$

$$PR_L = \frac{P_m}{P_e} \quad \text{low pressure ratio}$$

Cilindrada

$$V_{\text{desp}_L} = 14,27 \quad m^3/h$$

$$r_{\text{cil}} = \frac{V_{\text{desp}_H}}{V_{\text{desp}_L}}$$

Rendimiento volumétrico

$$\eta_{v,1} = 1$$

Para determinar la relación de cilindradas se supone que el rendimiento volumétrico de la segunda compresión es la de un monoetapa

$$\eta_{v,2} = 1$$

Eficiencia

$$\eta_{cL} = 1$$

$$\eta_{cH} = 1$$

Para refrigerantes con Tglide

$$T_{r_e} = T[\text{Ref\$}; P = P_e; x = 1] \quad \text{Temperatura de vapor saturado a la presión de evaporación}$$

$$T_{b_e} = T[\text{Ref\$}; P = P_e; x = 0] \quad \text{Temperatura de líquido saturado a la presión de evaporación}$$

$$T_e = T_{r_e}$$

$$T_{r_c} = T[\text{Ref\$}; P = P_c; x = 1] \quad \text{Temperatura de vapor saturado a la presión de condensación}$$

$T_{b_c} = T [\text{Ref}\$; P = P_c ; x = 0]$ *Temperatura de líquido saturado a la presión de evaporación*

$$T_c = T_{r_c}$$

$T_{r_1} = T [\text{Ref}\$; P = P_m ; x = 1]$ *Temperatura de vapor saturado a la presión intermedia*

$T_{b_1} = T [\text{Ref}\$; P = P_m ; x = 0]$ *Temperatura de líquido saturado a la presión intermedia*

Succión de baja (1)

$$P_1 = P_e$$

$$T_1 = T_{r_e} + sh$$

$$h_1 = h [\text{Ref}\$; T = T_1 ; P = P_1]$$

$$s_1 = s [\text{Ref}\$; T = T_1 ; P = P_1]$$

Descarga de baja (2)

$$P_2 = P_m$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{10} - h_1}{\eta_{cL}}$$

$$T_2 = T [\text{Ref}\$; h = h_2 ; P = P_2]$$

Descarga isoentrópica de la primera etapa (10) correspondiente a 2s

$$P_{10} = P_m$$

$$s_{10} = s_1$$

$$h_{10} = h [\text{Ref}\$; s = s_{10} ; P = P_{10}]$$

Succión de la segunda etapa/punto de mezcla (3)

$$m_c = m_e + m_i$$

$$x_{iny} = \frac{m_i}{m_c}$$

$$h_3 = x_{iny} \cdot h_9 + [1 - x_{iny}] \cdot h_2$$

$$P_3 = P_m$$

$$T_3 = T [\text{Ref}\$; h = h_3 ; P = P_3]$$

$$s_3 = s [\text{Ref}\$; h = h_3 ; P = P_3]$$

$$TOTAL_{sh} = T_3 - T_{r_1}$$

Descarga de alta (4)

$$P_4 = P_c$$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{11} - h_3}{\eta_{cH}}$$

$$T_4 = T [\text{Ref}\$; h = h_4 ; P = P_4]$$

$$T_{\text{descarga}} = T_4$$

Descarga isoentrópica de alta (11)

$$P_{11} = P_c$$

$$s_{11} = s_3$$

$$h_{11} = h [\text{Ref}\$; s = s_{11} ; P = P_{11}]$$

Salida del condensador (5)

$$P_5 = P_c$$

$$T_5 = T_{b_c} - s_c$$

$$h_5 = h [\text{Ref}\$; T = T_5 ; P = P_5]$$

Balance al intercambiador (6) (7) y (8)

$$[1 - x_{iny}] \cdot [h_5 - h_6] = x_{iny} \cdot [h_8 - h_7] \quad \text{se iguala la potencia del economizador del lado del evaporador y de lado de la inyección}$$

$$P_6 = P_c$$

$$h_6 = h [\text{Ref}\$; T = T_6 ; P = P_6]$$

$$P_7 = P_m$$

$$h_7 = h_5$$

$$T_7 = T [\text{Ref}\$; P = P_7 ; h = h_7]$$

$$DT_{HX} = T_6 - T_7$$

$$P_8 = P_m$$

$$h_8 = h [\text{Ref}\$; T = T_8 ; P = P_8]$$

$$T_8 = T_{r1} + h_{x_{2H}}$$

$$SH_r = h_{x_{2H}}$$

$$SH_r = 5$$

$$DT_b = T_6 - T_{b1}$$

$$DT_d = T_5 - T_8$$

$$DT_b = 5$$

Entrada al evaporador (9)

$$P_3 = P_e$$

$$h_3 = h_6$$

$$T_3 = T[\text{Ref}\$; h = h_3 ; P = P_3]$$

$$\theta = \frac{T_{r1} - T_e}{T_c - T_e}$$

$$\theta = 0,5$$

$$Q_{\text{económico}} = m_e \cdot [h_5 - h_6]$$

$$Q_{\text{económico}} = m_i \cdot [h_8 - h_7]$$

----- *ECONOMIZADOR* -----

Capacidades y potencias consumidas

$$Q_{\text{cooling}} = m_e \cdot [h_1 - h_3]$$

$$Q_{\text{heating}} = m_c \cdot [h_4 - h_5]$$

$$Dh_{\text{isL}} = h_{10} - h_1$$

$$Dh_{\text{isH}} = h_{11} - h_3$$

$$W_H = m_c \cdot \frac{Dh_{\text{isH}}}{\eta_{\text{cH}}}$$

$$W_L = m_e \cdot \frac{Dh_{\text{isL}}}{\eta_{\text{cL}}}$$

$$R_{\text{pot}} = \frac{W_H}{W_L}$$

$$E = W_H + W_L$$

$$\text{COP}_{\text{heating}} = \frac{Q_{\text{heating}}}{W_H + W_L}$$

$$\text{COP}_{\text{cooling}} = \frac{Q_{\text{cooling}}}{W_H + W_L}$$

Gasto másico evap

$$\rho_1 = \rho[\text{Ref}\$; T = T_1 ; P = P_1]$$

$$\rho_3 = \rho[\text{Ref}\$; h = h_3 ; P = P_3]$$

$$\eta_{v,1} = \frac{m_e}{\rho_1 \cdot V_L}$$

$$\eta_{v2} = \frac{mc}{\rho_2 \cdot V_H}$$

$$V_{\text{desp}_L} = V_L \cdot 3600$$

$$V_{\text{desp}_H} = V_H \cdot 3600$$

ANEXO D: MODELO DE LA BOMBA DE CALOR SIMPLE ETAPA CONSIDERANDO EL SALTO TÉRMICO DEL FLUIDO SECUNDARIO

Datos de entrada

$$\text{Ref\$} = \text{'R134a'}$$

$$T_e = -15$$

$$s_c = 5$$

$$s_h = 5$$

Cilindrada de compresor scroll HHP038

$$V_{\text{despl}_L} = 14,27 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$PR_L = \frac{P_c}{P_e}$$

Rendimiento volumétrico

$$\eta_{v,1} = 1$$

Eficiencia isentrópica

$$\eta_{c,L} = 1$$

Propiedades del agua_{secundario}

$$\text{sec\$} = \text{'water'}$$

$$T_{in_s} = 15$$

$$T_{out_s} = 40$$

$$P_{in_s} = 150$$

$$C_{p_s} = C_p [\text{sec\$}; T = T_{in_s}; P = P_{in_s}]$$

Balance energético con el agua secundario

$$\Delta T_s = T_{out_s} - T_{in_s}$$

$$\dot{m}_s \cdot C_{p_s} \cdot \Delta T_s = \dot{m}_e \cdot [h_2 - h_4]$$

el punto 2 corresponde a la descarga del compresor

$$\dot{m}_s \cdot C_{p_s} \cdot [T_{p1} - T_{in_s}] = \dot{m}_e \cdot [h_{r_c} - h_4]$$

$$T_{p1} = T_{r_c}$$

$$T_c = T_{r_c}$$

$$T_{in_s} = T_{p2}$$

$$T_4 = T_{p2}$$

$$h_{b_c} = h [\text{Ref}\$; P = P_c ; x = 0]$$

$$Q_{cf} = m_e \cdot [h_{r_c} - h_{b_c}]$$

$$Q_{cf} = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot [T_{p1} - T_{p3}]$$

T_{p3} es la temperatura del agua en el punto de aproximación con T_{b_c}

$$Q_{cf} = UA_{cf} \cdot \left[\frac{T_{p3} - T_{p1}}{\ln \left(\frac{T_{r_c} - T_{p1} + 0,01}{T_{r_c} - T_{p3}} \right)} \right]$$

Puntos del ciclo

Para refrigerantes con T_{glide}

$$T_{r_e} = T [\text{Ref}\$; P = P_e ; x = 1]$$

Temperatura de vapor saturado a la presión de evaporación

$$T_{b_e} = T [\text{Ref}\$; P = P_e ; x = 0]$$

Temperatura de líquido saturado a la presión de evaporación

$$T_e = T_{r_e}$$

$$T_{r_c} = T [\text{Ref}\$; P = P_c ; x = 1]$$

Temperatura de vapor saturado a la presión de condensación

$$T_{b_c} = T [\text{Ref}\$; P = P_c ; x = 0]$$

Temperatura de líquido saturado a la presión de evaporación

$$h_{r_c} = h [\text{Ref}\$; P = P_c ; x = 1]$$

Cálculo de la diferencia de temperatura en el Pinch point 1 del condensador

$$m_e \cdot [h_2 - h_{r_c}] = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot [T_{out_a} - T_{p_{x1}}]$$

$$DT_{p1} = T_{r_c} - T_{p_{x1}}$$

Cálculo de la diferencia de temperatura en el Pinch point 2 del condensador

$$DT_{p2} = T_4 - T_{in_a}$$

Succión de baja (1)

$$P_1 = P_e$$

$$T_1 = T_{re} + sh$$

$$h_1 = h [\text{Ref}\$; T = T_1 ; P = P_1]$$

$$s_1 = s [\text{Ref}\$; T = T_1 ; P = P_1]$$

Descarga de baja (2)

$$P_2 = P_c$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{10} - h_1}{\eta_{cL}}$$

$$T_2 = T [\text{Ref}\$; h = h_2 ; P = P_2]$$

$$T_{\text{descarga}} = T_2$$

Descarga isoentrópica de la primera etapa (10) correspondiente a 2s

$$P_{10} = P_c$$

$$s_{10} = s_1$$

$$h_{10} = h [\text{Ref}\$; s = s_{10} ; P = P_{10}]$$

Salida del condensador (4)

$$P_4 = P_c$$

$$T_4 = T_{bc} - sc$$

$$h_4 = h [\text{Ref}\$; T = T_4 ; P = P_4]$$

Entrada al evaporador (5)

$$P_5 = P_e$$

$$h_5 = h_4$$

$$T_5 = T [\text{Ref}\$; h = h_5 ; P = P_5]$$

Capacidades y potencias consumidas

$$Q_{\text{cooling}} = m_e \cdot [h_1 - h_5]$$

$$Q_{\text{heating}} = m_e \cdot [h_2 - h_4]$$

$$Dh_{isL} = h_{10} - h_1$$

$$W_L = m_e \cdot \frac{Dh_{isL}}{\eta_{cL}}$$

$$E = W_L$$

$$COP_{\text{heating}} = \frac{Q_{\text{heating}}}{E}$$

$$\text{COP}_{\text{cooling}} = \frac{Q_{\text{cooling}}}{E}$$

Gasto másico evap

$$\rho_1 = \rho[\text{Ref\$}; T = T_1; P = P_1]$$

$$\eta_{v,1} = \frac{m_e}{\rho_1 \cdot V_L}$$

$$V_{\text{desp}_L} = V_L \cdot 3600$$

$$P_6 = P_e$$

$$h_6 = h_1$$

$$n_d = 100$$

$$fd_j = \frac{j}{n_d} \quad \text{for } j = 0 \text{ to } n_d$$

$$qh_{a,j} = fd_j \cdot Q_{\text{heating}} \quad \text{for } j = 0 \text{ to } n_d$$

$$T_{a,j} = \frac{qh_{a,j}}{m_a \cdot Cp_a} + T_{in_a} \quad \text{for } j = 0 \text{ to } n_d$$

$$h_{\text{ret},j} = \frac{qh_{a,j}}{m_e} + h_4 \quad \text{for } j = 0 \text{ to } n_d$$

$$T_{\text{ret},j} = T[\text{Ref\$}; h = h_{\text{ret},j}; P = P_c] \quad \text{for } j = 0 \text{ to } n_d$$

$$T_{\text{diff},j} = [T_{\text{ret},j} - T_{a,j}] \cdot 1000 \quad \text{for } j = 0 \text{ to } n_d$$

$$T_{\text{min}_a} = \text{Min}[T_{\text{diff},0..100}]$$

$$T_{\text{re}_a} = \text{Round}[T_{\text{min}_a}]$$

ANEXO E: MODELO DE LA BOMBA DE CALOR CON INYECCIÓN DE VAPOR CONSIDERANDO EL SALTO TÉRMICO DEL FLUIDO SECUNDARIO

SUBPROGRAM `tsaturation` (Ref\$: Cp_w; Te; Tin_w; ΔT_w; me; sc; sc_{max}; h₁; η_{cL}; η_{cH}; η_{v2}; s₁; Vdespl; SH_c; DT_b; Tsat_c)

$$\dot{m}_w \cdot Cp_w \cdot \Delta T_w = mc \cdot [h_4 - h_5]$$

el punto 4 corresponde a la descarga del compresor

$$\dot{m}_w \cdot Cp_w \cdot [Tp1 - Tin_w] = mc \cdot [hr_c - h_5]$$

$$Tp1 = Tr_c$$

$$hr_c = h [\text{Ref\$}; T = Tr_c; x = 1]$$

$$Tr_c = T [\text{Ref\$}; P = Pc; x = 1]$$

$$Tc = Tr_c$$

$$Tr_1 = 0,5 \cdot Tc + 0,5 \cdot Te - 0,621 \cdot sc$$

$$Tr_1 = T [\text{Ref\$}; P = Pm; x = 1]$$

Descarga de baja (2)

$$P_2 = Pm$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{10} - h_1}{\eta_{cL}}$$

$$T_2 = T [\text{Ref\$}; h = h_2; P = P_2]$$

Descarga isoentrópica de la primera etapa (10) correspondiente a 2s

$$P_{10} = Pm$$

$$s_{10} = s_1$$

$$h_{10} = h [\text{Ref\$}; s = s_{10}; P = P_{10}]$$

Succión de la segunda etapa/punto de mezcla (3)

$$mc = me + mi$$

$$xiny = \frac{mi}{mc}$$

$$h_3 = xiny \cdot h_8 + [1 - xiny] \cdot h_2$$

$$P_3 = Pm$$

$$T_3 = T [\text{Ref\$}; h = h_3; P = P_3]$$

$$s_3 = s [\text{Ref\$}; h = h_3; P = P_3]$$

Descarga de alta (4)

$$P_4 = Pc$$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{11} - h_3}{\eta_{cH}}$$

$$T_4 = T [\text{Ref}\$; h = h_4 ; P = P_4]$$

$$T_{\text{descarga}} = T_4$$

Descarga isoentrópica de alta (11)

$$P_{11} = P_c$$

$$s_{11} = s_3$$

$$h_{11} = h [\text{Ref}\$; s = s_{11} ; P = P_{11}]$$

Salida del condensador (5)

$$P_5 = P_c$$

$$T_5 = T_{b_c} - s_c$$

$$T_{b_c} = T [\text{Ref}\$; P = P_c ; x = 0]$$

$$h_5 = h [\text{Ref}\$; T = T_5 ; P = P_5]$$

Balance al intercambiador (6) (7) y (8)

$$[1 - x_{iny}] \cdot [h_5 - h_6] = x_{iny} \cdot [h_8 - h_7]$$

$$P_6 = P_c$$

$$h_6 = h [\text{Ref}\$; T = T_6 ; P = P_6]$$

Entrada economizador inyección

$$P_7 = P_m$$

$$h_7 = h_5$$

$$T_7 = T [\text{Ref}\$; P = P_7 ; h = h_7]$$

Salida economizador inyección

$$P_8 = P_m$$

$$h_8 = h [\text{Ref}\$; T = T_8 ; P = P_8]$$

$$T_8 = T_{r_1} + SH_7$$

$$DT_b = T_8 - T_{b_1}$$

$$T_{b_1} = T [\text{Ref}\$; P = P_m ; x = 0]$$

Gasto másico evap

$$\rho_3 = \rho [\text{Ref}\$; h = h_3 ; P = P_3]$$

$$\eta_{v2} = \frac{mc}{\rho_3 \cdot V_H}$$

$$V_{despH} = V_H \cdot 3600$$

$$rcil = \frac{V_{despH}}{V_{despL}}$$

$$T_{sat_c} = Tr_c$$

END **tsaturation**

Function **tsat_c** (Ref\$: Cp_w; Te; Tin_w; ΔT_w; me; sc; sc_max; h_1; η_CL; η_CH; η_V2; s_f; Vdesp_L; SH_f; DT_b)

If [sc < sc_max] Then

 Call **tsaturation** [Ref\$: Cp_w; Te; Tin_w; ΔT_w; me; sc; sc_max; h_1; η_CL; η_CH; η_V2; s_f; Vdesp_L; SH_f; DT_b : tsat_c]

Else

$$tsat_c := Tin_w + sc$$

Endif

End **tsat_c**

Parámetros ciclo

$$Ref\$ = 'R134a'$$

$$Te = 10$$

$$sc = sc_{max} + X$$

$$X = 0$$

$$sh = 5$$

$$SH_f = 5$$

$$DT_b = 5$$

$$Tr_f = 0,5 \cdot T_c + 0,5 \cdot T_e - 0,621 \cdot sc$$

$$Pm = Co \cdot \sqrt{Pe \cdot Pc}$$

$$PR = \frac{Pc}{Pe} \text{ total pressure ratio}$$

$$PR_H = \frac{P_c}{P_m} \text{ high pressure ratio}$$

$$PR_L = \frac{P_m}{P_e} \text{ low pressure ratio}$$

Cilindrada

$$V_{despL} = 14,27 \text{ m}^3/h$$

$$\eta_{cil} = \frac{V_{despH}}{V_{despL}}$$

Rendimiento volumétrico

$$\eta_{v,1} = 1$$

Para determinar la relación de cilindradas se supone que el rendimiento volumétrico de la segunda compresión es la de un monoetapa

$$\eta_{v,2} = 1$$

Eficiencia

$$\eta_{cL} = 1$$

$$\eta_{cH} = 1$$

Propiedades del agua

$$\text{sec\$} = \text{'water'}$$

$$T_{in_w} = 15$$

$$T_{out_w} = 60$$

$$P_{in_w} = 150$$

$$Cp_w = Cp[\text{sec\$}; T = T_{in_w}; P = P_{in_w}]$$

Cálculo del subcooling óptimo cuando se tienen dos pinch points

$$\Delta T_w = T_{out_w} - T_{in_w}$$

$$\dot{m}_{w,max} \cdot Cp_w \cdot \Delta T_w = \dot{m}_{c,max} \cdot [h_{4,max} - h_{5,max}]$$

el punto 4 corresponde a la descarga del compresor

$$\dot{m}_{w,max} \cdot Cp_w \cdot [T_{p1,max} - T_{in_w}] = \dot{m}_{c,max} \cdot [h_{rc,max} - h_{5,max}]$$

$$T_{p1,max} = T_{r_{c,max}}$$

$$h_{rc,max} = h[\text{Ref\$}; T = T_{r_{c,max}}; x = 1]$$

$$Tr_{c,max} = T [\text{Ref\$} ; P = Pc_{max} ; x = 1]$$

$$Tc_{max} = Tr_{c,max}$$

$$Tin_w = Tp2_{max}$$

$$Ts_{max} = Tp2_{max}$$

$$Tr_{1,max} = 0,5 \cdot Tc_{max} + 0,5 \cdot Te - 0,621 \cdot sc_{max}$$

$$Tr_{1,max} = T [\text{Ref\$} ; P = Pm_{max} ; x = 1]$$

Descarga de baja (2)

$$P_{2,max} = Pm_{max}$$

$$h_{2,max} = h_1 + \frac{h_{10,max} - h_1}{\eta_{cL}}$$

$$T_{2,max} = T [\text{Ref\$} ; h = h_{2,max} ; P = P_{2,max}]$$

Descarga isoentrópica de la primera etapa (10) correspondiente a 2s

$$P_{10,max} = Pm_{max}$$

$$s_{10,max} = s_1$$

$$h_{10,max} = h [\text{Ref\$} ; s = s_{10,max} ; P = P_{10,max}]$$

Succión de la segunda etapa/punto de mezcla (3)

$$mc_{max} = me + mi_{max}$$

$$xiny_{max} = \frac{mi_{max}}{mc_{max}}$$

$$h_{3,max} = xiny_{max} \cdot h_{8,max} + [1 - xiny_{max}] \cdot h_{2,max}$$

$$P_{3,max} = Pm_{max}$$

$$T_{3,max} = T [\text{Ref\$} ; h = h_{3,max} ; P = P_{3,max}]$$

$$s_{3,max} = s [\text{Ref\$} ; h = h_{3,max} ; P = P_{3,max}]$$

Descarga de alta (4)

$$P_{4,max} = Pc_{max}$$

$$h_{4,max} = h_{3,max} + \frac{h_{11,max} - h_{3,max}}{\eta_{cH}}$$

$$T_{4,max} = T [\text{Ref\$} ; h = h_{4,max} ; P = P_{4,max}]$$

$$T_{descarga,max} = T_{4,max}$$

Descarga isoentrópica de alta (11)

$$P_{11,max} = P_{C,max}$$

$$s_{11,max} = s_{3,max}$$

$$h_{11,max} = h \left[\text{Ref\$} ; s = s_{11,max} ; P = P_{11,max} \right]$$

Salida del condensador (5)

$$P_{5,max} = P_{C,max}$$

$$T_{5,max} = T_{C,max} - s_{C,max}$$

$$T_{C,max} = T \left[\text{Ref\$} ; P = P_{C,max} ; x = 0 \right]$$

$$h_{5,max} = h \left[\text{Ref\$} ; T = T_{5,max} ; P = P_{5,max} \right]$$

Balance al intercambiador (6) (7) y (8)

$$\left[1 - x_{iny,max} \right] \cdot \left[h_{5,max} - h_{6,max} \right] = x_{iny,max} \cdot \left[h_{8,max} - h_{7,max} \right]$$

$$P_{6,max} = P_{C,max}$$

$$h_{6,max} = h \left[\text{Ref\$} ; T = T_{6,max} ; P = P_{6,max} \right]$$

Entrada economizador inyección

$$P_{7,max} = P_{m,max}$$

$$h_{7,max} = h_{5,max}$$

$$T_{7,max} = T \left[\text{Ref\$} ; P = P_{7,max} ; h = h_{7,max} \right]$$

Salida economizador inyección

$$P_{8,max} = P_{m,max}$$

$$h_{8,max} = h \left[\text{Ref\$} ; T = T_{8,max} ; P = P_{8,max} \right]$$

$$T_{8,max} = T_{r1,max} + SH_r$$

$$DT_p = T_{5,max} - T_{1,max}$$

$$T_{1,max} = T \left[\text{Ref\$} ; P = P_{m,max} ; x = 0 \right]$$

$$DT_{d,max} = T_{5,max} - T_{8,max}$$

Entrada al evaporador (9)

$$P_{9,max} = P_e$$

$$h_{9,max} = h_{6,max}$$

$$T_{9,max} = T \left[\text{Ref\$} ; h = h_{9,max} ; P = P_{9,max} \right]$$

Capacidades y potencias consumidas

$$Q_{\text{cooling,max}} = m_e \cdot [h_1 - h_{5,\text{max}}]$$

$$Q_{\text{heating,max}} = m_{c,\text{max}} \cdot [h_{4,\text{max}} - h_{5,\text{max}}]$$

$$Dh_{\text{is,L,max}} = h_{10,\text{max}} - h_1$$

$$Dh_{\text{is,H,max}} = h_{11,\text{max}} - h_{3,\text{max}}$$

$$W_{H,\text{max}} = m_{c,\text{max}} \cdot \frac{Dh_{\text{is,H,max}}}{\eta_{\text{cH}}}$$

$$W_{L,\text{max}} = m_e \cdot \frac{Dh_{\text{is,L,max}}}{\eta_{\text{cL}}}$$

$$E_{\text{max}} = W_{H,\text{max}} + W_{L,\text{max}}$$

$$\text{COP}_{\text{heating,max}} = \frac{Q_{\text{heating,max}}}{E_{\text{max}}}$$

$$\text{COP}_{\text{cooling,max}} = \frac{Q_{\text{cooling,max}}}{E_{\text{max}}}$$

Gasto másico evap

$$\rho_{3,\text{max}} = \rho [\text{Ref\$} ; h = h_{3,\text{max}} ; P = P_{3,\text{max}}]$$

$$\eta_{v,2} = \frac{m_{c,\text{max}}}{\rho_{3,\text{max}} \cdot V_{H,\text{max}}}$$

$$V_{\text{desp}_{H,\text{max}}} = V_{H,\text{max}} \cdot 3600$$

$$rcil_{\text{max}} = \frac{V_{\text{desp}_{H,\text{max}}}}{V_{\text{desp}_L}}$$

Para refrigerantes con Tglide

$$Tr_e = T [\text{Ref\$} ; P = P_e ; x = 1]$$

Temperatura de vapor saturado a la presión de evaporación

$$Tb_e = T [\text{Ref\$} ; P = P_e ; x = 0]$$

Temperatura de líquido saturado a la presión de evaporación

$$Te = Tr_e$$

$$Tr_c = T [\text{Ref\$} ; P = P_c ; x = 1]$$

Temperatura de vapor saturado a la presión de condensación

$$Tr_c = \text{tsat}_c [\text{Ref\$} ; Cp_w ; Te ; Tin_w ; \Delta T_w ; m_e ; sc ; sc_{\text{max}} ; h_1 ; \eta_{\text{cL}} ; \eta_{\text{cH}} ; \eta_{v,2} ; s_1 ; V_{\text{desp}_L} ; SH_f ; DT_b]$$

$$T_{b_c} = T [\text{Ref}\$, P = P_c; x = 0]$$

Temperatura de líquido saturado a la presión de evaporación

$$T_c = T_{r_c}$$

$$T_{r_1} = T [\text{Ref}\$, P = P_m; x = 1]$$

Temperatura de vapor saturado a la presión intermedia

$$T_{b_1} = T [\text{Ref}\$, P = P_m; x = 0]$$

Temperatura de líquido saturado a la presión intermedia

Cálculo de la diferencia de temperatura en el Pinch point 1 del condensador

$$h_{r_c} = h [\text{Ref}\$, P = P_c; x = 1]$$

$$\dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot \Delta T_w = m_c \cdot [h_4 - h_5]$$

$$m_c \cdot [h_4 - h_{r_c}] = \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot [T_{out_w} - T_{p_{w,1}}]$$

$$DT_{p_1} = T_{r_c} - T_{p_{w,1}}$$

Cálculo de la diferencia de temperatura en el Pinch point 2 del condensador

$$DT_{p_2} = T_5 - T_{in_w}$$

Succión de baja (1)

$$P_1 = P_e$$

$$T_1 = T_{r_e} + sh$$

$$h_1 = h [\text{Ref}\$, T = T_1; P = P_1]$$

$$s_1 = s [\text{Ref}\$, T = T_1; P = P_1]$$

Descarga de baja (2)

$$P_2 = P_m$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{10} - h_1}{\eta_{cL}}$$

$$T_2 = T [\text{Ref}\$, h = h_2; P = P_2]$$

Descarga isoentrópica de la primera etapa (10) correspondiente a 2s

$$P_{10} = P_m$$

$$s_{10} = s_1$$

$$h_{10} = h [\text{Ref}\$, s = s_{10}; P = P_{10}]$$

Succión de la segunda etapa/punto de mezcla (3)

$$m_c = m_e + m_i$$

$$x_{iny} = \frac{m_i}{m_c}$$

$$h_3 = x_{iny} \cdot h_8 + [1 - x_{iny}] \cdot h_2$$

$$P_3 = P_m$$

$$T_3 = T [\text{Ref}\$; h = h_3 ; P = P_3]$$

$$s_3 = s [\text{Ref}\$; h = h_3 ; P = P_3]$$

$$\text{TOTAL}_{sh} = T_3 - T_{r1}$$

Descarga de alta (4)

$$P_4 = P_c$$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{11} - h_3}{\eta_{cH}}$$

$$T_4 = T [\text{Ref}\$; h = h_4 ; P = P_4]$$

$$T_{descarga} = T_4$$

Descarga isoentrópica de alta (11)

$$P_{11} = P_c$$

$$s_{11} = s_3$$

$$h_{11} = h [\text{Ref}\$; s = s_{11} ; P = P_{11}]$$

Salida del condensador (5)

$$P_5 = P_c$$

$$T_5 = T_{b_c} - s_c$$

$$h_5 = h [\text{Ref}\$; T = T_5 ; P = P_5]$$

Balance al intercambiador (6) (7) y (8)

$$[1 - x_{iny}] \cdot [h_5 - h_6] = x_{iny} \cdot [h_8 - h_7]$$

se iguala la potencia del economizador del lado del evaporador y de lado de la inyección

$$P_6 = P_c$$

$$h_6 = h [\text{Ref}\$; T = T_6 ; P = P_6]$$

$$P_7 = P_m$$

$$h_7 = h_5$$

$$T_7 = T [\text{Ref}\$; P = P_7 ; h = h_7]$$

$$DT_{HX} = T_6 - T_7$$

$$P_8 = P_m$$

$$h_8 = h [\text{Ref}\$; T = T_8 ; P = P_8]$$

$$T_8 = T_{r1} + hx_{2H}$$

$$SH_T = hx_{2H}$$

$$DT_b = T_6 - T_{b1}$$

$$DT_d = T_5 - T_8$$

Entrada al evaporador (9)

$$P_9 = P_e$$

$$h_9 = h_6$$

$$T_9 = T [\text{Ref}\$; h = h_9 ; P = P_9]$$

$$\theta = \frac{T_{r1} - T_e}{T_c - T_e}$$

$$Q_{\text{econocil}} = m_e \cdot [h_5 - h_6]$$

$$Q_{\text{econotrio}} = m_i \cdot [h_8 - h_7]$$

----- *ECONOMIZADOR* -----

Capacidades y potencias consumidas

$$Q_{\text{cooling}} = m_e \cdot [h_1 - h_9]$$

$$Q_{\text{heating}} = m_c \cdot [h_4 - h_5]$$

$$Dh_{isL} = h_{10} - h_1$$

$$Dh_{isH} = h_{11} - h_3$$

$$W_H = m_c \cdot \frac{Dh_{isH}}{\eta_{cH}}$$

$$W_L = m_e \cdot \frac{Dh_{isL}}{\eta_{cL}}$$

$$R_{\text{pot}} = \frac{W_H}{W_L}$$

$$E = W_H + W_L$$

$$\text{COP}_{\text{heating}} = \frac{Q_{\text{heating}}}{W_H + W_L}$$

$$\text{COP}_{\text{cooling}} = \frac{Q_{\text{cooling}}}{W_H + W_L}$$

Gasto másico evap

$$\rho_1 = \rho[\text{Ref}; T = T_1; P = P_1]$$

$$\rho_3 = \rho[\text{Ref}; h = h_3; P = P_3]$$

$$\eta_{v,1} = \frac{m_e}{\rho_1 \cdot V_L}$$

$$\eta_{v,2} = \frac{m_c}{\rho_3 \cdot V_H}$$

$$V_{\text{desp}_L} = V_L \cdot 3600$$

$$V_{\text{desp}_H} = V_H \cdot 3600$$

ANEXO F: DISTINTOS RESULTADOS DE SIMULACIONES CON LOS OCHO REFRIGERANTES

Resultados de simulaciones de todos los refrigerantes usados en esta tesis con distintos sh y sc con eficiencias del compresor isoentrópica y volumétricas igual a 1; sin salto térmico del fluido secundario de la bomba de calor simple etapa.

Ref.	sc (K)	sh (K)	T _c (°C)	T _e (°C)	\dot{V}_{desp} (m ³ /h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_g (kg/s)	P _c (kPa)	P _e (kPa)	P _r (-)	\dot{Q}_c (kW)	T _{descarga} (°C)	COP (-)
R134a	10	10	40	-15	14,27	1,254	0,03135	1017	164	6,2	6,152	56,93	4,905
R134a	10	10	40	-10	14,27	1,351	0,03796	1017	200,7	5,067	7,405	55,8	5,481
R134a	10	10	40	0	14,27	1,486	0,05446	1017	293	3,471	10,51	53,97	7,075
R134a	10	10	40	10	14,27	1,496	0,07615	1017	414,9	2,452	14,59	52,58	9,751
R134a	10	10	50	-15	14,27	1,438	0,03135	1319	164	8,038	5,877	67,42	4,087
R134a	10	10	50	-10	14,27	1,572	0,03796	1319	200,7	6,569	7,07	66,32	4,497
R134a	10	10	50	0	14,27	1,8	0,05446	1319	293	4,5	10,03	64,52	5,574
R134a	10	10	50	10	14,27	1,931	0,07615	1319	414,9	3,178	13,91	63,17	7,203
R134a	10	10	60	-15	14,27	1,609	0,03135	1683	164	10,26	5,575	77,9	3,464
R134a	10	10	60	-10	14,27	1,778	0,03796	1683	200,7	8,383	6,702	76,83	3,769
R134a	10	10	60	0	14,27	2,092	0,05446	1683	293	5,743	9,5	75,09	4,541
R134a	10	10	60	10	14,27	2,336	0,07615	1683	414,9	4,056	13,16	73,79	5,635
R134a	10	10	70	-15	14,27	1,769	0,03135	2118	164	12,91	5,242	88,46	2,963
R134a	10	10	70	-10	14,27	1,97	0,03796	2118	200,7	10,55	6,298	87,43	3,197
R134a	10	10	70	0	14,27	2,364	0,05446	2118	293	7,229	8,917	85,76	3,772
R134a	10	10	70	10	14,27	2,712	0,07615	2118	414,9	5,106	12,34	84,51	4,551
R290	10	10	40	-15	14,27	1,878	0,02455	1369	291,6	4,696	9,12	56,34	4,856
R290	10	10	40	-10	14,27	1,962	0,02881	1369	345,3	3,966	10,63	55,3	5,421
R290	10	10	40	0	14,27	2,04	0,039	1369	474,6	2,886	14,25	53,59	6,986
R290	10	10	40	10	14,27	1,954	0,05179	1369	636,7	2,151	18,78	52,32	9,612
R290	10	10	50	-15	14,27	2,156	0,02455	1713	291,6	5,875	8,702	66,73	4,037
R290	10	10	50	-10	14,27	2,285	0,02881	1713	345,3	4,962	10,14	65,72	4,438
R290	10	10	50	0	14,27	2,474	0,039	1713	474,6	3,61	13,58	64,06	5,491
R290	10	10	50	10	14,27	2,525	0,05179	1713	636,7	2,691	17,89	62,83	7,084
R290	10	10	60	-15	14,27	2,415	0,02455	2117	291,6	7,259	8,237	77,12	3,411
R290	10	10	60	-10	14,27	2,588	0,02881	2117	345,3	6,13	9,595	76,14	3,708
R290	10	10	60	0	14,27	2,878	0,039	2117	474,6	4,461	12,84	74,56	4,46
R290	10	10	60	10	14,27	3,058	0,05179	2117	636,7	3,325	16,89	73,37	5,524
R290	10	10	70	-15	14,27	2,658	0,02455	2587	291,6	8,871	7,722	87,6	2,905
R290	10	10	70	-10	14,27	2,87	0,02881	2587	345,3	7,492	8,988	86,67	3,132
R290	10	10	70	0	14,27	3,256	0,039	2587	474,6	5,452	12,01	85,16	3,688
R290	10	10	70	10	14,27	3,555	0,05179	2587	636,7	4,063	15,79	84,03	4,442
R407C	10	10	40	-15	14,27	1,981	0,04312	1540	263	5,857	9,481	67,16	4,787

R407C	10	10	40	-10	14,27	2,116	0,05195	1540	319,5	4,821	11,3	65,04	5,341
R407C	10	10	40	0	14,27	2,292	0,07386	1540	460,4	3,346	15,76	61,3	6,874
R407C	10	10	40	10	14,27	2,277	0,1026	1540	644,4	2,39	21,51	58,07	9,445
R407C	10	10	50	-15	14,27	2,281	0,04312	1987	263	7,554	9,085	79,39	3,983
R407C	10	10	50	-10	14,27	2,473	0,05195	1987	319,5	6,217	10,82	77,3	4,374
R407C	10	10	50	0	14,27	2,789	0,07386	1987	460,4	4,315	15,06	73,62	5,4
R407C	10	10	50	10	14,27	2,954	0,1026	1987	644,4	3,083	20,53	70,46	6,951
R407C	10	10	60	-15	14,27	2,566	0,04312	2528	263	9,611	8,638	91,58	3,366
R407C	10	10	60	-10	14,27	2,812	0,05195	2528	319,5	7,91	10,27	89,53	3,654
R407C	10	10	60	0	14,27	3,26	0,07386	2528	460,4	5,49	14,28	85,94	4,379
R407C	10	10	60	10	14,27	3,594	0,1026	2528	644,4	3,922	19,43	82,85	5,406
R407C	10	10	70	-15	14,27	2,838	0,04312	3181	263	12,1	8,127	103,8	2,863
R407C	10	10	70	-10	14,27	3,136	0,05195	3181	319,5	9,955	9,655	101,8	3,079
R407C	10	10	70	0	14,27	3,708	0,07386	3181	460,4	6,91	13,38	98,34	3,609
R407C	10	10	70	10	14,27	4,203	0,1026	3181	644,4	4,936	18,17	95,35	4,324
R32	10	10	40	-15	14,27	3,626	0,04991	2478	488,1	5,078	16,96	98,2	4,678
R32	10	10	40	-10	14,27	3,787	0,05924	2478	582,6	4,253	19,72	92,49	5,208
R32	10	10	40	0	14,27	3,938	0,08212	2478	813,2	3,048	26,29	82,07	6,675
R32	10	10	40	10	14,27	3,767	0,1117	2478	1107	2,239	34,44	72,82	9,141
R32	10	10	50	-15	14,27	4,235	0,04991	3141	488,1	6,436	16,58	115,5	3,914
R32	10	10	50	-10	14,27	4,492	0,05924	3141	582,6	5,391	19,25	109,7	4,285
R32	10	10	50	0	14,27	4,864	0,08212	3141	813,2	3,863	25,57	99,23	5,258
R32	10	10	50	10	14,27	4,963	0,1117	3141	1107	2,837	33,41	89,86	6,731
R32	10	10	60	-15	14,27	4,833	0,04991	3933	488,1	8,058	16,12	132,5	3,336
R32	10	10	60	-10	14,27	5,183	0,05924	3933	582,6	6,75	18,69	126,7	3,606
R32	10	10	60	0	14,27	5,771	0,08212	3933	813,2	4,837	24,75	116,1	4,288
R32	10	10	60	10	14,27	6,134	0,1117	3933	1107	3,553	32,22	106,6	5,253
R32	10	10	70	-15	14,27	5,422	0,04991	4877	488,1	9,993	15,58	149,2	2,874
R32	10	10	70	-10	14,27	5,863	0,05924	4877	582,6	8,371	18,03	143,4	3,075
R32	10	10	70	0	14,27	6,666	0,08212	4877	813,2	5,998	23,79	132,8	3,569
R32	10	10	70	10	14,27	7,288	0,1117	4877	1107	4,406	30,85	123,3	4,233
R152a	10	10	40	-15	14,27	1,168	0,01837	910	148,9	6,115	5,824	68,41	4,988
R152a	10	10	40	-10	14,27	1,252	0,02218	910	181,8	5,009	6,959	65,93	5,559
R152a	10	10	40	0	14,27	1,365	0,03164	910	264,3	3,444	9,745	61,61	7,139
R152a	10	10	40	10	14,27	1,363	0,04402	910	373,3	2,439	13,34	58	9,787
R152a	10	10	50	-15	14,27	1,347	0,01837	1179	148,9	7,918	5,662	80,32	4,204
R152a	10	10	50	-10	14,27	1,466	0,02218	1179	181,8	6,485	6,76	77,86	4,612
R152a	10	10	50	0	14,27	1,664	0,03164	1179	264,3	4,459	9,455	73,58	5,683
R152a	10	10	50	10	14,27	1,771	0,04402	1179	373,3	3,158	12,93	70,02	7,302
R152a	10	10	60	-15	14,27	1,517	0,01837	1502	148,9	10,09	5,479	91,99	3,612

R1234yf	10	10	40	-15	14,27	1,273	0,03964	1018	183,7	5,543	6,102	46,11	4,794
R1234yf	10	10	40	-10	14,27	1,357	0,0474	1018	221,8	4,591	7,298	46,15	5,376
R1234yf	10	10	40	0	14,27	1,468	0,06647	1018	315,8	3,224	10,26	46,5	6,991
R1234yf	10	10	40	10	14,27	1,457	0,09115	1018	437,5	2,328	14,14	47,16	9,704
R1234yf	10	10	50	-15	14,27	1,451	0,03964	1302	183,7	7,088	5,728	55,37	3,949
R1234yf	10	10	50	-10	14,27	1,57	0,0474	1302	221,8	5,872	6,851	55,4	4,364
R1234yf	10	10	50	0	14,27	1,767	0,06647	1302	315,8	4,124	9,635	55,74	5,453
R1234yf	10	10	50	10	14,27	1,869	0,09115	1302	437,5	2,977	13,28	56,37	7,107
R1234yf	10	10	60	-15	14,27	1,613	0,03964	1642	183,7	8,936	5,322	64,93	3,299
R1234yf	10	10	60	-10	14,27	1,765	0,0474	1642	221,8	7,403	6,366	64,97	3,608
R1234yf	10	10	60	0	14,27	2,04	0,06647	1642	315,8	5,199	8,955	65,28	4,389
R1234yf	10	10	60	10	14,27	2,246	0,09115	1642	437,5	3,753	12,35	65,87	5,5
R1234yf	10	10	70	-15	14,27	1,761	0,03964	2045	183,7	11,13	4,885	74,94	2,774
R1234yf	10	10	70	-10	14,27	1,941	0,0474	2045	221,8	9,218	5,843	74,97	3,01
R1234yf	10	10	70	0	14,27	2,289	0,06647	2045	315,8	6,474	8,223	75,26	3,593
R1234yf	10	10	70	10	14,27	2,589	0,09115	2045	437,5	4,673	11,35	75,79	4,384

Resultados de simulaciones de todos los refrigerantes usados en esta tesis con distintos sh y sc con eficiencias del compresor isoentrópica y volumétricas igual a 1; sin salto térmico del fluido secundario de la bomba de calor doble etapa.

Ref.	sc (K)	sh (K)	T _c (°C)	T _e (°C)	\dot{V}_{desp} (m ³ /h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	P _c (kPa)	P _e (kPa)	P _R (-)	\dot{Q}_c (kW)	T _{descarga} (°C)	COP (-)
R134a	10	10	40	-15	14,27	1,312	0,03135	1017	164	2,747	6,765	56,03055	5,158
R134a	10	10	40	-10	14,27	1,401	0,03797	1017	200,7	2,434	7,995	55,13649	5,707
R134a	10	10	40	0	14,27	1,514	0,05447	1017	293	1,952	10,93	53,67492	7,222
R134a	10	10	40	10	14,27	1,497	0,07616	1017	414,9	1,605	14,61	52,57346	9,756
R134a	10	10	50	-15	14,27	1,537	0,03135	1319	164	3,226	6,77	66,05457	4,406
R134a	10	10	50	-10	14,27	1,665	0,03797	1319	200,7	2,85	7,991	65,23282	4,799
R134a	10	10	50	0	14,27	1,872	0,05447	1319	293	2,272	10,9	63,88985	5,825
R134a	10	10	50	10	14,27	1,97	0,07616	1319	414,9	1,857	14,51	62,8852	7,366
R134a	10	10	60	-15	14,27	1,763	0,03135	1683	164	3,765	6,774	76,02593	3,842
R134a	10	10	60	-10	14,27	1,93	0,03797	1683	200,7	3,317	7,985	75,2835	4,137
R134a	10	10	60	0	14,27	2,228	0,05447	1683	293	2,63	10,86	74,07039	4,877
R134a	10	10	60	10	14,27	2,439	0,07616	1683	414,9	2,139	14,42	73,16421	5,915
R134a	10	10	70	-15	14,27	1,996	0,03135	2118	164	4,369	6,783	86,03781	3,398
R134a	10	10	70	-10	14,27	2,201	0,03797	2118	200,7	3,839	7,983	85,38097	3,626
R134a	10	10	70	0	14,27	2,589	0,05447	2118	293	3,029	10,83	84,30735	4,182
R134a	10	10	70	10	14,27	2,909	0,07616	2118	414,9	2,452	14,33	83,50581	4,926
R290	10	10	40	-15	14,27	1,97	0,0246	1369	292	2,342	10,04	55,472	5,108
R290	10	10	40	-10	14,27	2,04	0,0288	1369	345	2,119	11,49	54,65	5,648
R290	10	10	40	0	14,27	2,08	0,039	1369	475	1,763	14,83	53,309	7,133
R290	10	10	40	10	14,27	1,96	0,0518	1369	637	1,495	18,8	52,311	9,617
R290	10	10	50	-15	14,27	2,31	0,0246	1713	292	2,684	10,05	65,412	4,357
R290	10	10	50	-10	14,27	2,42	0,0288	1713	345	2,423	11,49	64,664	4,741
R290	10	10	50	0	14,27	2,58	0,039	1713	475	2,007	14,79	63,444	5,743
R290	10	10	50	10	14,27	2,58	0,0518	1713	637	1,695	18,69	62,543	7,248
R290	10	10	60	-15	14,27	2,66	0,0246	2117	292	3,062	10,07	75,312	3,792
R290	10	10	60	-10	14,27	2,82	0,0288	2117	345	2,757	11,49	74,644	4,079
R290	10	10	60	0	14,27	3,07	0,039	2117	475	2,274	14,75	73,555	4,798
R290	10	10	60	10	14,27	3,2	0,0518	2117	637	1,913	18,57	72,753	5,807
R290	10	10	70	-15	14,27	3,02	0,0246	2587	292	3,478	10,09	85,269	3,345
R290	10	10	70	-10	14,27	3,23	0,0288	2587	345	3,125	11,5	84,687	3,566
R290	10	10	70	0	14,27	3,58	0,039	2587	475	2,567	14,71	83,738	4,104
R290	10	10	70	10	14,27	3,83	0,0518	2587	637	2,151	18,46	83,039	4,823
R407C	10	10	40	-15	14,27	2,07	0,0431	1540	263	2,655	10,43	65,698	5,034
R407C	10	10	40	-10	14,27	2,2	0,052	1540	320	2,363	12,22	63,95	5,566
R407C	10	10	40	0	14,27	2,34	0,0739	1540	460	1,911	16,44	60,808	7,028

R407C	10	10	40	10	14,27	2,28	0,1026	1540	644	1,582	21,6	58,035	9,465
R407C	10	10	50	-15	14,27	2,44	0,0431	1987	263	3,101	10,48	77,057	4,293
R407C	10	10	50	-10	14,27	2,62	0,052	1987	320	2,753	12,25	75,434	4,671
R407C	10	10	50	0	14,27	2,91	0,0739	1987	460	2,214	16,44	72,517	5,653
R407C	10	10	50	10	14,27	3,02	0,1026	1987	644	1,824	21,53	69,946	7,126
R407C	10	10	60	-15	14,27	2,82	0,0431	2528	263	3,603	10,53	88,182	3,733
R407C	10	10	60	-10	14,27	3,06	0,052	2528	320	3,19	12,3	86,697	4,014
R407C	10	10	60	0	14,27	3,49	0,0739	2528	460	2,553	16,44	84,028	4,715
R407C	10	10	60	10	14,27	3,77	0,1026	2528	644	2,092	21,47	81,677	5,695
R407C	10	10	70	-15	14,27	3,23	0,0431	3181	263	4,164	10,6	99,148	3,286
R407C	10	10	70	-10	14,27	3,53	0,052	3181	320	3,678	12,36	97,812	3,5
R407C	10	10	70	0	14,27	4,1	0,0739	3181	460	2,929	16,47	95,409	4,019
R407C	10	10	70	10	14,27	4,55	0,1026	3181	644	2,39	21,43	93,293	4,71
R32	10	10	40	-15	14,27	3,76	0,0499	2478	488	2,441	18,28	95,389	4,866
R32	10	10	40	-10	14,27	3,9	0,0593	2478	583	2,198	20,97	90,432	5,379
R32	10	10	40	0	14,27	4	0,0821	2478	813	1,814	27,15	81,23	6,789
R32	10	10	40	10	14,27	3,77	0,1118	2478	1107	1,526	34,47	72,798	9,145
R32	10	10	50	-15	14,27	4,47	0,0499	3141	488	2,818	18,53	110,684	4,149
R32	10	10	50	-10	14,27	4,71	0,0593	3141	583	2,531	21,23	105,914	4,511
R32	10	10	50	0	14,27	5,03	0,0821	3141	813	2,078	27,4	97,052	5,452
R32	10	10	50	10	14,27	5,05	0,1118	3141	1107	1,741	34,65	88,938	6,861
R32	10	10	60	-15	14,27	5,21	0,0499	3933	488	3,236	18,82	124,967	3,613
R32	10	10	60	-10	14,27	5,55	0,0593	3933	583	2,9	21,53	120,423	3,88
R32	10	10	60	0	14,27	6,09	0,0821	3933	813	2,37	27,69	111,977	4,546
R32	10	10	60	10	14,27	6,37	0,1118	3933	1107	1,978	34,9	104,242	5,475
R32	10	10	70	-15	14,27	6	0,0499	4877	488	3,7	19,15	138,158	3,19
R32	10	10	70	-10	14,27	6,45	0,0593	4877	583	3,308	21,88	133,873	3,392
R32	10	10	70	0	14,27	7,23	0,0821	4877	813	2,693	28,06	125,908	3,882
R32	10	10	70	10	14,27	7,78	0,1118	4877	1107	2,239	35,23	118,613	4,53
R152a	10	10	40	-15	14,27	1,21	0,0184	910	149	2,722	6,281	67,144	5,19
R152a	10	10	40	-10	14,27	1,29	0,0222	910	182	2,416	7,398	65,009	5,741
R152a	10	10	40	0	14,27	1,39	0,0316	910	264	1,943	10,06	61,231	7,257
R152a	10	10	40	10	14,27	1,36	0,044	910	373	1,6	13,36	57,995	9,792
R152a	10	10	50	-15	14,27	1,42	0,0184	1179	149	3,193	6,326	78,313	4,457
R152a	10	10	50	-10	14,27	1,53	0,0222	1179	182	2,826	7,443	76,289	4,852
R152a	10	10	50	0	14,27	1,72	0,0316	1179	264	2,259	10,1	72,706	5,883
R152a	10	10	50	10	14,27	1,8	0,044	1179	373	1,85	13,37	69,647	7,431
R152a	10	10	60	-15	14,27	1,63	0,0184	1502	149	3,723	6,368	89,123	3,911
R152a	10	10	60	-10	14,27	1,78	0,0222	1502	182	3,286	7,485	87,223	4,209
R152a	10	10	60	0	14,27	2,04	0,0316	1502	264	2,613	10,13	83,858	4,956

R152a	10	10	60	10	14,27	2,23	0,044	1502	373	2,129	13,39	80,985	6,004
R152a	10	10	70	-15	14,27	1,84	0,0184	1889	149	4,317	6,411	99,644	3,485
R152a	10	10	70	-10	14,27	2,02	0,0222	1889	182	3,8	7,527	97,879	3,717
R152a	10	10	70	0	14,27	2,37	0,0316	1889	264	3,007	10,17	94,754	4,283
R152a	10	10	70	10	14,27	2,66	0,044	1889	373	2,439	13,41	92,086	5,039
R410a	10	10	40	-15	14,27	3,5	0,0689	2419	480	2,432	17,2	73,384	4,914
R410a	10	10	40	-10	14,27	3,64	0,0818	2419	573	2,19	19,76	71,026	5,425
R410a	10	10	40	0	14,27	3,75	0,1134	2419	798	1,808	25,62	66,639	6,83
R410a	10	10	40	10	14,27	3,55	0,1543	2419	1085	1,523	32,58	62,563	9,173
R410a	10	10	50	-15	14,27	4,15	0,0689	3063	480	2,804	17,3	85,753	4,169
R410a	10	10	50	-10	14,27	4,38	0,0818	3063	573	2,52	19,84	83,562	4,528
R410a	10	10	50	0	14,27	4,7	0,1134	3063	798	2,07	25,64	79,488	5,46
R410a	10	10	50	10	14,27	4,73	0,1543	3063	1085	1,736	32,44	75,724	6,853
R410a	10	10	60	-15	14,27	4,84	0,0689	3835	480	3,218	17,45	97,597	3,605
R410a	10	10	60	-10	14,27	5,16	0,0818	3835	573	2,885	19,97	95,586	3,867
R410a	10	10	60	0	14,27	5,68	0,1134	3835	798	2,36	25,7	91,849	4,522
R410a	10	10	60	10	14,27	5,96	0,1543	3835	1085	1,971	32,38	88,406	5,432
R410a	10	10	70	-15	14,27	5,61	0,0689	4762	480	3,677	17,67	108,93	3,149
R410a	10	10	70	-10	14,27	6,03	0,0818	4762	573	3,289	20,18	107,105	3,346
R410a	10	10	70	0	14,27	6,77	0,1134	4762	798	2,679	25,87	103,711	3,82
R410a	10	10	70	10	14,27	7,3	0,1543	4762	1085	2,23	32,44	100,586	4,447
R161	10	10	40	-15	14,27	1,94	0,0234	1362	258	2,503	9,934	72,017	5,121
R161	10	10	40	-10	14,27	2,03	0,0279	1362	310	2,245	11,5	69,53	5,662
R161	10	10	40	0	14,27	2,12	0,0386	1362	437	1,84	15,12	64,99	7,149
R161	10	10	40	10	14,27	2,02	0,0524	1362	599	1,54	19,5	60,922	9,636
R161	10	10	50	-15	14,27	2,28	0,0234	1730	258	2,898	10,01	83,694	4,388
R161	10	10	50	-10	14,27	2,42	0,0279	1730	310	2,593	11,57	81,355	4,775
R161	10	10	50	0	14,27	2,63	0,0386	1730	437	2,114	15,19	77,09	5,781
R161	10	10	50	10	14,27	2,68	0,0524	1730	599	1,761	19,52	73,284	7,292
R161	10	10	60	-15	14,27	2,62	0,0234	2167	258	3,338	10,09	94,886	3,842
R161	10	10	60	-10	14,27	2,82	0,0279	2167	310	2,979	11,65	92,705	4,132
R161	10	10	60	0	14,27	3,14	0,0386	2167	437	2,417	15,25	88,731	4,857
R161	10	10	60	10	14,27	3,33	0,0524	2167	599	2,005	19,55	85,192	5,873
R161	10	10	70	-15	14,27	2,98	0,0234	2682	258	3,826	10,17	105,662	3,416
R161	10	10	70	-10	14,27	3,22	0,0279	2682	310	3,406	11,73	103,647	3,64
R161	10	10	70	0	14,27	3,66	0,0386	2682	437	2,752	15,32	99,98	4,186
R161	10	10	70	10	14,27	3,99	0,0524	2682	599	2,273	19,59	96,72	4,913
R1234yf	10	10	40	-15	14,27	1,34	0,0396	1018	184	2,573	6,836	45,734	5,094
R1234yf	10	10	40	-10	14,27	1,42	0,0474	1018	222	2,3	7,997	45,855	5,645

R1234yf	10	10	40	0	14,27	1,5	0,0665	1018	316	1,873	10,75	46,354	7,163
R1234yf	10	10	40	10	14,27	1,46	0,0912	1018	438	1,56	14,15	47,152	9,709
R1234yf	10	10	50	-15	14,27	1,57	0,0396	1302	184	2,992	6,802	54,901	4,331
R1234yf	10	10	50	-10	14,27	1,68	0,0474	1302	222	2,668	7,945	55,019	4,724
R1234yf	10	10	50	0	14,27	1,85	0,0665	1302	316	2,161	10,65	55,484	5,752
R1234yf	10	10	50	10	14,27	1,91	0,0912	1302	438	1,791	13,97	56,221	7,299
R1234yf	10	10	60	-15	14,27	1,8	0,0396	1642	184	3,461	6,766	64,426	3,756
R1234yf	10	10	60	-10	14,27	1,95	0,0474	1642	222	3,077	7,889	64,538	4,051
R1234yf	10	10	60	0	14,27	2,2	0,0665	1642	316	2,481	10,54	64,961	4,79
R1234yf	10	10	60	10	14,27	2,36	0,0912	1642	438	2,046	13,78	65,624	5,832
R1234yf	10	10	70	-15	14,27	2,04	0,0396	2045	184	3,982	6,734	74,443	3,302
R1234yf	10	10	70	-10	14,27	2,22	0,0474	2045	222	3,532	7,838	74,547	3,529
R1234yf	10	10	70	0	14,27	2,55	0,0665	2045	316	2,834	10,43	74,92	4,085
R1234yf	10	10	70	10	14,27	2,81	0,0912	2045	438	2,328	13,59	75,494	4,831

Resultados de simulaciones de todos los refrigerantes usados en esta tesis con distintos sh y sc con eficiencias del compresor isoentrópica y volumétricas igual a 1; con salto térmico del fluido secundario de la bomba de calor simple etapa.

Ref.	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	Sc (K)	sh (K)	T _c (°C)	T _e (°C)	\dot{V}_{desp} (m ³ /h)	\dot{E} (kW)	\dot{m}_e (kg/s)	P _c (kPa)	P _e (kPa)	P _r (-)	\dot{Q}_c (kW)	T _{descarga} (°C)	COP (-)
R134a	10	40	28,19	5	38,19	-15	14,27	1,218	0,03209	968,7	164	5,905	6,998	50,21	5,744
R134a	10	40	28,35	5	38,35	-10	14,27	1,311	0,03887	972,7	200,7	4,846	8,434	49,26	6,432
R134a	10	40	28,6	5	38,6	0	14,27	1,438	0,0558	979,5	293	3,343	12,01	47,71	8,347
R134a	10	40	28,8	5	38,8	10	14,27	1,44	0,07811	984,8	414,9	2,374	16,7	46,52	11,6
R134a	10	45	32,8	5	42,8	-15	14,27	1,305	0,03209	1096	164	6,679	7,084	55,11	5,428
R134a	10	45	32,98	5	42,98	-10	14,27	1,416	0,03887	1101	200,7	5,484	8,538	54,19	6,029
R134a	10	45	33,28	5	43,28	0	14,27	1,588	0,0558	1109	293	3,787	12,16	52,7	7,652
R134a	10	45	33,51	5	43,51	10	14,27	1,649	0,07811	1116	414,9	2,69	16,91	51,57	10,25
R134a	10	50	37,38	5	47,38	-15	14,27	1,389	0,03209	1234	164	7,521	7,167	59,96	5,161
R134a	10	50	37,58	5	47,58	-10	14,27	1,517	0,03887	1240	200,7	6,178	8,638	59,09	5,694
R134a	10	50	37,92	5	47,92	0	14,27	1,733	0,0558	1251	293	4,269	12,3	57,66	7,098
R134a	10	50	38,18	5	48,18	10	14,27	1,85	0,07811	1259	414,9	3,035	17,1	56,58	9,244
R134a	10	55	41,92	5	51,92	-15	14,27	1,469	0,03209	1383	164	8,432	7,246	64,77	4,933
R134a	10	55	42,14	5	52,14	-10	14,27	1,614	0,03887	1391	200,7	6,93	8,734	63,94	5,411
R134a	10	55	42,52	5	52,52	0	14,27	1,871	0,0558	1404	293	4,792	12,43	62,58	6,647
R134a	10	55	42,82	5	52,82	10	14,27	2,043	0,07811	1414	414,9	3,409	17,29	61,56	8,466
R134a	10	60	46,41	5	56,41	-15	14,27	1,546	0,03209	1544	164	9,413	7,322	69,54	4,737
R134a	10	60	46,66	5	56,66	-10	14,27	1,707	0,03887	1554	200,7	7,739	8,825	68,75	5,171
R134a	10	60	47,07	5	57,07	0	14,27	2,003	0,0558	1569	293	5,355	12,57	67,47	6,273
R134a	10	60	47,4	5	57,4	10	14,27	2,227	0,07811	1581	414,9	3,812	17,48	66,5	7,848
R134a	10	65	50,84	5	60,84	-15	14,27	1,619	0,03209	1716	164	10,46	7,395	74,26	4,567
R134a	10	65	51,11	5	61,11	-10	14,27	1,795	0,03887	1727	200,7	8,605	8,913	73,51	4,965
R134a	10	65	51,56	5	61,56	0	14,27	2,129	0,0558	1746	293	5,958	12,69	72,31	5,96
R134a	10	65	51,92	5	61,92	10	14,27	2,402	0,07811	1760	414,9	4,243	17,65	71,4	7,347
R290	10	40	28,13	5	38,13	-15	14,27	1,822	0,02515	1311	291,6	4,497	10,38	49,71	5,696
R290	10	40	28,29	5	38,29	-10	14,27	1,902	0,02952	1316	345,3	3,811	12,12	48,83	6,373
R290	10	40	28,54	5	38,54	0	14,27	1,972	0,04	1324	474,6	2,79	16,28	47,38	8,257
R290	10	40	28,75	5	38,75	10	14,27	1,877	0,05319	1330	636,7	2,089	21,51	46,28	11,46
R290	10	45	32,73	5	42,73	-15	14,27	1,953	0,02515	1458	291,6	4,999	10,51	54,56	5,38
R290	10	45	32,91	5	42,91	-10	14,27	2,055	0,02952	1464	345,3	4,239	12,27	53,71	5,971
R290	10	45	33,21	5	43,21	0	14,27	2,179	0,04	1474	474,6	3,105	16,49	52,34	7,568
R290	10	45	33,44	5	43,44	10	14,27	2,151	0,05319	1481	636,7	2,327	21,78	51,29	10,12
R290	10	50	37,29	5	47,29	-15	14,27	2,079	0,02515	1615	291,6	5,536	10,63	59,36	5,114
R290	10	50	37,49	5	47,49	-10	14,27	2,202	0,02952	1622	345,3	4,696	12,42	58,55	5,638
R290	10	50	37,83	5	47,83	0	14,27	2,377	0,04	1634	474,6	3,443	16,68	57,25	7,018
R290	10	50	38,1	5	48,1	10	14,27	2,414	0,05319	1644	636,7	2,581	22,04	56,26	9,128

R290	10	55	41,81	5	51,81	-15	14,27	2,2	0,02515	1782	291,6	6,109	10,75	64,11	4,887
R290	10	55	42,03	5	52,03	-10	14,27	2,344	0,02952	1790	345,3	5,185	12,56	63,35	5,357
R290	10	55	42,41	5	52,41	0	14,27	2,568	0,04	1805	474,6	3,803	16,87	62,12	6,57
R290	10	55	42,71	5	52,71	10	14,27	2,667	0,05319	1816	636,7	2,853	22,29	61,19	8,358
R290	10	60	46,27	5	56,27	-15	14,27	2,316	0,02515	1959	291,6	6,717	10,87	68,83	4,692
R290	10	60	46,52	5	56,52	-10	14,27	2,479	0,02952	1969	345,3	5,703	12,69	68,11	5,118
R290	10	60	46,94	5	56,94	0	14,27	2,75	0,04	1987	474,6	4,186	17,05	66,95	6,2
R290	10	60	47,26	5	57,26	10	14,27	2,908	0,05319	2000	636,7	3,141	22,52	66,08	7,747
R290	10	65	50,67	5	60,67	-15	14,27	2,426	0,02515	2146	291,6	7,359	10,97	73,49	4,523
R290	10	65	50,94	5	60,94	-10	14,27	2,608	0,02952	2158	345,3	6,249	12,82	72,81	4,913
R290	10	65	51,39	5	61,39	0	14,27	2,924	0,04	2178	474,6	4,59	17,22	71,73	5,89
R290	10	65	51,74	5	61,74	10	14,27	3,137	0,05319	2194	636,7	3,445	22,75	70,92	7,252
R407C	10	40	21,57	5	36,81	-15	14,27	1,879	0,04421	1416	263	5,382	10,35	58,26	5,509
R407C	10	40	21,84	5	37,06	-10	14,27	2,005	0,05328	1425	319,5	4,46	12,36	56,48	6,168
R407C	10	40	22,32	5	37,53	0	14,27	2,162	0,07584	1443	460,4	3,135	17,31	53,35	8,005
R407C	10	40	22,77	5	37,96	10	14,27	2,132	0,1055	1460	644,4	2,265	23,72	50,67	11,13
R407C	10	45	25,96	5	41,03	-15	14,27	2,01	0,04421	1582	263	6,017	10,48	63,48	5,216
R407C	10	45	26,26	5	41,32	-10	14,27	2,161	0,05328	1595	319,5	4,99	12,52	61,76	5,793
R407C	10	45	26,82	5	41,86	0	14,27	2,383	0,07584	1617	460,4	3,512	17,53	58,74	7,355
R407C	10	45	27,33	5	42,35	10	14,27	2,436	0,1055	1638	644,4	2,541	24,03	56,17	9,863
R407C	10	50	30,27	5	45,17	-15	14,27	2,135	0,04421	1760	263	6,693	10,61	68,58	4,969
R407C	10	50	30,61	5	45,5	-10	14,27	2,311	0,05328	1775	319,5	5,555	12,67	66,92	5,482
R407C	10	50	31,24	5	46,11	0	14,27	2,594	0,07584	1803	460,4	3,915	17,74	64,02	6,838
R407C	10	50	31,82	5	46,66	10	14,27	2,727	0,1055	1828	644,4	2,836	24,32	61,54	8,917
R407C	10	55	34,5	5	49,22	-15	14,27	2,255	0,04421	1949	263	7,41	10,73	73,56	4,758
R407C	10	55	34,88	5	49,59	-10	14,27	2,455	0,05328	1967	319,5	6,154	12,81	71,96	5,22
R407C	10	55	35,58	5	50,26	0	14,27	2,796	0,07584	1999	460,4	4,343	17,94	69,17	6,416
R407C	10	55	36,22	5	50,86	10	14,27	3,004	0,1055	2029	644,4	3,149	24,59	66,8	8,187
R407C	10	60	38,64	5	53,18	-15	14,27	2,369	0,04421	2148	263	8,166	10,84	78,42	4,576
R407C	10	60	39,06	5	53,57	-10	14,27	2,591	0,05328	2168	319,5	6,786	12,95	76,87	4,997
R407C	10	60	39,82	5	54,3	0	14,27	2,988	0,07584	2207	460,4	4,793	18,13	74,19	6,068
R407C	10	60	40,51	5	54,96	10	14,27	3,267	0,1055	2242	644,4	3,479	24,85	71,91	7,607
R407C	10	65	42,69	5	57,02	-15	14,27	2,478	0,04421	2356	263	8,957	10,95	83,14	4,419
R407C	10	65	43,13	5	57,44	-10	14,27	2,721	0,05328	2379	319,5	7,446	13,08	81,65	4,805
R407C	10	65	43,95	5	58,22	0	14,27	3,17	0,07584	2424	460,4	5,264	18,31	79,06	5,776
R407C	10	65	44,69	5	58,92	10	14,27	3,517	0,1055	2464	644,4	3,824	25,1	76,88	7,138
R32	10	40	24,52	5	34,52	-15	14,27	3,286	0,05134	2163	488,1	4,433	18,65	82,62	5,676
R32	10	40	24,94	5	34,94	-10	14,27	3,424	0,06099	2186	582,6	3,752	21,78	77,77	6,36
R32	10	40	25,76	5	35,76	0	14,27	3,537	0,0847	2232	813,2	2,744	29,26	69,04	8,272
R32	10	40	26,57	5	36,57	10	14,27	3,349	0,1155	2277	1107	2,057	38,66	61,42	11,54

R32	10	45	28,15	5	38,15	-15	14,27	3,512	0,05134	2368	488,1	4,852	18,88	89	5,376
R32	10	45	28,62	5	38,62	-10	14,27	3,689	0,06099	2396	582,6	4,112	22,04	84,21	5,976
R32	10	45	29,55	5	39,55	0	14,27	3,894	0,0847	2451	813,2	3,014	29,62	75,6	7,605
R32	10	45	30,47	5	40,47	10	14,27	3,822	0,1155	2507	1107	2,264	39,13	68,1	10,24
R32	10	50	31,65	5	41,65	-15	14,27	3,728	0,05134	2579	488,1	5,285	19,09	95,11	5,122
R32	10	50	32,17	5	42,17	-10	14,27	3,942	0,06099	2612	582,6	4,483	22,3	90,38	5,657
R32	10	50	33,2	5	43,2	0	14,27	4,235	0,0847	2677	813,2	3,293	29,96	81,88	7,074
R32	10	50	34,22	5	44,22	10	14,27	4,273	0,1155	2743	1107	2,478	39,58	74,48	9,264
R32	10	55	35,02	5	45,02	-15	14,27	3,934	0,05134	2796	488,1	5,729	19,3	100,9	4,906
R32	10	55	35,59	5	45,59	-10	14,27	4,183	0,06099	2834	582,6	4,864	22,54	96,27	5,388
R32	10	55	36,71	5	46,71	0	14,27	4,559	0,0847	2909	813,2	3,578	30,28	87,87	6,642
R32	10	55	37,81	5	47,81	10	14,27	4,701	0,1155	2985	1107	2,697	40,01	80,56	8,512
R32	10	60	38,26	5	48,26	-15	14,27	4,131	0,05134	3017	488,1	6,182	19,5	106,5	4,72
R32	10	60	38,87	5	48,87	-10	14,27	4,413	0,06099	3060	582,6	5,252	22,77	101,9	5,159
R32	10	60	40,06	5	50,06	0	14,27	4,868	0,0847	3146	813,2	3,868	30,59	93,57	6,284
R32	10	60	41,24	5	51,24	10	14,27	5,106	0,1155	3232	1107	2,92	40,42	86,34	7,915
R32	10	65	41,37	5	51,37	-15	14,27	4,318	0,05134	3241	488,1	6,641	19,68	111,8	4,558
R32	10	65	42,01	5	52,01	-10	14,27	4,632	0,06099	3289	582,6	5,645	22,99	107,2	4,963
R32	10	65	43,27	5	53,27	0	14,27	5,16	0,0847	3385	813,2	4,162	30,88	98,99	5,985
R32	10	65	44,51	5	54,51	10	14,27	5,49	0,1155	3481	1107	3,144	40,8	91,82	7,432
R152a	10	40	27,27	5	37,27	-15	14,27	1,117	0,0188	846	148,9	5,682	6,456	60,07	5,778
R152a	10	40	27,52	5	37,52	-10	14,27	1,197	0,02271	852	181,8	4,686	7,728	57,92	6,456
R152a	10	40	27,98	5	37,98	0	14,27	1,302	0,03242	862	264,3	3,262	10,86	54,19	8,339
R152a	10	40	28,38	5	38,38	10	14,27	1,295	0,04514	872	373,3	2,335	14,92	51,09	11,52
R152a	10	45	31,65	5	41,65	-15	14,27	1,198	0,0188	951	148,9	6,389	6,536	65,37	5,456
R152a	10	45	31,94	5	41,94	-10	14,27	1,294	0,02271	959	181,8	5,273	7,824	63,27	6,046
R152a	10	45	32,47	5	42,47	0	14,27	1,44	0,03242	972	264,3	3,677	11	59,64	7,637
R152a	10	45	32,93	5	42,93	10	14,27	1,484	0,04514	984	373,3	2,635	15,11	56,63	10,18
R152a	10	50	35,98	5	45,98	-15	14,27	1,276	0,0188	1065	148,9	7,152	6,613	70,56	5,183
R152a	10	50	36,31	5	46,32	-10	14,27	1,388	0,02271	1074	181,8	5,908	7,917	68,52	5,704
R152a	10	50	36,91	5	46,91	0	14,27	1,572	0,03242	1090	264,3	4,125	11,13	64,99	7,077
R152a	10	50	37,44	5	47,44	10	14,27	1,668	0,04514	1105	373,3	2,96	15,29	62,07	9,169
R152a	10	55	40,27	5	50,27	-15	14,27	1,351	0,0188	1187	148,9	7,971	6,688	75,65	4,949
R152a	10	55	40,64	5	50,64	-10	14,27	1,478	0,02271	1198	181,8	6,589	8,007	73,66	5,416
R152a	10	55	41,31	5	51,31	0	14,27	1,7	0,03242	1218	264,3	4,607	11,25	70,23	6,619
R152a	10	55	41,89	5	51,89	10	14,27	1,844	0,04514	1236	373,3	3,31	15,46	67,4	8,386
R152a	10	60	44,5	5	54,5	-15	14,27	1,424	0,0188	1317	148,9	8,848	6,76	80,64	4,746
R152a	10	60	44,91	5	54,91	-10	14,27	1,566	0,02271	1330	181,8	7,319	8,093	78,71	5,169
R152a	10	60	45,65	5	55,65	0	14,27	1,824	0,03242	1354	264,3	5,123	11,38	75,39	6,238
R152a	10	60	46,29	5	56,29	10	14,27	2,014	0,04514	1376	373,3	3,685	15,63	72,65	7,761
R152a	10	65	48,68	5	58,68	-15	14,27	1,495	0,0188	1456	148,9	9,784	6,83	85,54	4,57

R152a	10	65	49,13	5	59,13	-10	14,27	1,65	0,02271	1472	181,8	8,098	8,177	83,66	4,955
R152a	10	65	49,93	5	59,93	0	14,27	1,943	0,03242	1500	264,3	5,675	11,49	80,44	5,917
R152a	10	65	50,64	5	60,64	10	14,27	2,178	0,04514	1525	373,3	4,086	15,79	77,8	7,253
R410a	10	40	25,25	5	35,37	-15	14,27	3,088	0,07089	2158	480	4,495	17,68	63,77	5,723
R410a	10	40	25,57	5	35,69	-10	14,27	3,231	0,08423	2175	572,7	3,799	20,74	61,39	6,419
R410a	10	40	26,19	5	36,31	0	14,27	3,361	0,117	2209	798,1	2,768	28,12	57,09	8,368
R410a	10	40	26,8	5	36,92	10	14,27	3,203	0,1598	2243	1085	2,068	37,52	53,28	11,71
R410a	10	45	29,06	5	39,18	-15	14,27	3,294	0,07089	2371	480	4,939	17,88	69,07	5,429
R410a	10	45	29,42	5	39,54	-10	14,27	3,473	0,08423	2392	572,7	4,177	20,98	66,75	6,041
R410a	10	45	30,13	5	40,25	0	14,27	3,691	0,117	2433	798,1	3,049	28,46	62,58	7,709
R410a	10	45	30,82	5	40,94	10	14,27	3,646	0,1598	2474	1085	2,281	37,96	58,9	10,41
R410a	10	50	32,74	5	42,85	-15	14,27	3,489	0,07089	2591	480	5,397	18,08	74,16	5,181
R410a	10	50	33,14	5	43,26	-10	14,27	3,702	0,08423	2616	572,7	4,567	21,21	71,9	5,729
R410a	10	50	33,91	5	44,03	0	14,27	4,004	0,117	2664	798,1	3,339	28,77	67,85	7,186
R410a	10	50	34,68	5	44,79	10	14,27	4,063	0,1598	2713	1085	2,501	38,38	64,28	9,446
R410a	10	55	36,27	5	46,38	-15	14,27	3,674	0,07089	2816	480	5,867	18,26	79,03	4,971
R410a	10	55	36,7	5	46,82	-10	14,27	3,919	0,08423	2845	572,7	4,968	21,43	76,82	5,468
R410a	10	55	37,54	5	47,66	0	14,27	4,298	0,117	2901	798,1	3,635	29,07	72,87	6,763
R410a	10	55	38,36	5	48,48	10	14,27	4,455	0,1598	2957	1085	2,726	38,77	69,41	8,704
R410a	10	60	39,64	5	49,75	-15	14,27	3,847	0,07089	3046	480	6,345	18,44	83,66	4,792
R410a	10	60	40,1	5	50,21	-10	14,27	4,123	0,08423	3078	572,7	5,375	21,63	81,5	5,247
R410a	10	60	40,99	5	51,1	0	14,27	4,573	0,117	3141	798,1	3,936	29,34	77,64	6,416
R410a	10	60	41,85	5	51,97	10	14,27	4,82	0,1598	3204	1085	2,953	39,14	74,26	8,12
R410a	10	65	42,84	5	52,95	-15	14,27	4,01	0,07089	3276	480	6,825	18,6	88,05	4,639
R410a	10	65	43,32	5	53,43	-10	14,27	4,313	0,08423	3312	572,7	5,784	21,82	85,92	5,06
R410a	10	65	44,24	5	54,35	0	14,27	4,829	0,117	3382	798,1	4,237	29,6	82,13	6,129
R410a	10	65	45,14	5	55,24	10	14,27	5,159	0,1598	3451	1085	3,181	39,48	78,81	7,653
R161	10	40	26,73	5	36,73	-15	14,27	1,773	0,02398	1255	258,2	4,863	10,2	64,5	5,757
R161	10	40	27,02	5	37,02	-10	14,27	1,866	0,02852	1264	309,9	4,08	12,01	62	6,435
R161	10	40	27,54	5	37,54	0	14,27	1,966	0,03958	1281	436,7	2,934	16,36	57,52	8,319
R161	10	40	28,03	5	38,03	10	14,27	1,898	0,05377	1297	599,2	2,164	21,85	53,62	11,51
R161	10	45	30,95	5	40,95	-15	14,27	1,899	0,02398	1394	258,2	5,4	10,33	69,93	5,439
R161	10	45	31,28	5	41,28	-10	14,27	2,016	0,02852	1405	309,9	4,535	12,16	67,5	6,031
R161	10	45	31,88	5	41,88	0	14,27	2,172	0,03958	1426	436,7	3,266	16,56	63,16	7,627
R161	10	45	32,44	5	42,44	10	14,27	2,174	0,05377	1446	599,2	2,413	22,12	59,39	10,18
R161	10	50	35,1	5	45,1	-15	14,27	2,021	0,02398	1541	258,2	5,97	10,45	75,2	5,171
R161	10	50	35,46	5	45,46	-10	14,27	2,16	0,02852	1555	309,9	5,018	12,3	72,84	5,695
R161	10	50	36,15	5	46,15	0	14,27	2,369	0,03958	1580	436,7	3,619	16,76	68,63	7,073
R161	10	50	36,78	5	46,78	10	14,27	2,439	0,05377	1604	599,2	2,677	22,38	65	9,179
R161	10	55	39,17	5	49,17	-15	14,27	2,138	0,02398	1697	258,2	6,573	10,57	80,32	4,941

R161	10	55	39,58	5	49,58	-10	14,27	2,299	0,02852	1713	309,9	5,528	12,44	78,03	5,411
R161	10	55	40,34	5	50,34	0	14,27	2,559	0,03958	1744	436,7	3,993	16,94	73,96	6,622
R161	10	55	41,04	5	51,04	10	14,27	2,693	0,05377	1772	599,2	2,957	22,64	70,45	8,404
R161	10	60	43,18	5	53,18	-15	14,27	2,251	0,02398	1861	258,2	7,208	10,68	85,31	4,743
R161	10	60	43,62	5	53,62	-10	14,27	2,432	0,02852	1880	309,9	6,066	12,57	83,08	5,168
R161	10	60	44,45	5	54,45	0	14,27	2,741	0,03958	1915	436,7	4,386	17,12	79,13	6,247
R161	10	60	45,22	5	55,22	10	14,27	2,938	0,05377	1949	599,2	3,252	22,88	75,75	7,787
R161	10	65	47,1	5	57,1	-15	14,27	2,36	0,02398	2032	258,2	7,873	10,78	90,15	4,57
R161	10	65	47,58	5	57,58	-10	14,27	2,56	0,02852	2054	309,9	6,629	12,7	87,98	4,959
R161	10	65	48,48	5	58,48	0	14,27	2,916	0,03958	2096	436,7	4,799	17,3	84,16	5,931
R161	10	65	49,31	5	59,31	10	14,27	3,172	0,05377	2134	599,2	3,561	23,11	80,89	7,285
R1234yf	10	40	29,7	5	39,7	-15	14,27	1,264	0,0406	1011	183,7	5,5	7,109	41,29	5,626
R1234yf	10	40	29,69	5	39,69	-10	14,27	1,347	0,04856	1010	221,8	4,555	8,505	41,31	6,315
R1234yf	10	40	29,63	5	39,63	0	14,27	1,452	0,06816	1009	315,8	3,194	11,96	41,57	8,237
R1234yf	10	40	29,51	5	39,51	10	14,27	1,432	0,09358	1006	437,5	2,299	16,48	42,06	11,51
R1234yf	10	45	34,71	5	44,71	-15	14,27	1,354	0,0406	1146	183,7	6,235	7,199	46	5,318
R1234yf	10	45	34,7	5	44,7	-10	14,27	1,455	0,04856	1145	221,8	5,164	8,613	46,02	5,92
R1234yf	10	45	34,63	5	44,63	0	14,27	1,604	0,06816	1143	315,8	3,62	12,11	46,27	7,552
R1234yf	10	45	34,49	5	44,49	10	14,27	1,641	0,09358	1139	437,5	2,604	16,69	46,72	10,17
R1234yf	10	50	39,72	5	49,72	-15	14,27	1,44	0,0406	1294	183,7	7,04	7,286	50,79	5,059
R1234yf	10	50	39,71	5	49,71	-10	14,27	1,558	0,04856	1293	221,8	5,831	8,716	50,81	5,594
R1234yf	10	50	39,62	5	49,62	0	14,27	1,749	0,06816	1291	315,8	4,087	12,26	51,03	7,008
R1234yf	10	50	39,47	5	49,47	10	14,27	1,84	0,09358	1286	437,5	2,939	16,89	51,44	9,176
R1234yf	10	55	44,7	5	54,7	-15	14,27	1,522	0,0406	1455	183,7	7,918	7,368	55,65	4,84
R1234yf	10	55	44,7	5	54,7	-10	14,27	1,656	0,04856	1454	221,8	6,558	8,814	55,67	5,322
R1234yf	10	55	44,6	5	54,6	0	14,27	1,887	0,06816	1451	315,8	4,595	12,39	55,87	6,569
R1234yf	10	55	44,42	5	54,42	10	14,27	2,03	0,09358	1445	437,5	3,304	17,08	56,24	8,412
R1234yf	10	60	49,65	5	59,65	-15	14,27	1,599	0,0406	1629	183,7	8,866	7,445	60,58	4,655
R1234yf	10	60	49,64	5	59,64	-10	14,27	1,749	0,04856	1629	221,8	7,343	8,907	60,6	5,094
R1234yf	10	60	49,53	5	59,53	0	14,27	2,017	0,06816	1625	315,8	5,144	12,52	60,77	6,21
R1234yf	10	60	49,34	5	59,34	10	14,27	2,21	0,09358	1618	437,5	3,697	17,26	61,1	7,81
R1234yf	10	65	54,52	5	64,52	-15	14,27	1,672	0,0406	1816	183,7	9,882	7,518	65,57	4,496
R1234yf	10	65	54,51	5	64,51	-10	14,27	1,835	0,04856	1815	221,8	8,184	8,994	65,58	4,9
R1234yf	10	65	54,4	5	64,4	0	14,27	2,139	0,06816	1811	315,8	5,733	12,65	65,73	5,913
R1234yf	10	65	54,19	5	64,19	10	14,27	2,378	0,09358	1802	437,5	4,119	17,43	66,01	7,328




**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO
DIRECCIÓN DE BIBLIOTECAS Y RECURSOS
PARA EL APRENDIZAJE Y LA INVESTIGACIÓN**



**UNIDAD DE PROCESOS TÉCNICOS
REVISIÓN DE NORMAS TÉCNICAS, RESUMEN Y BIBLIOGRAFÍA**

Fecha de entrega: 09 / 07 / 2021

INFORMACIÓN DEL AUTOR/A (S)
Nombres – Apellidos: BRYAN ALEXANDER LÓPEZ ROMERO
INFORMACIÓN INSTITUCIONAL
Facultad: MECÁNICA
Carrera: INGENIERÍA INDUSTRIAL
Título a optar: INGENIERO INDUSTRIAL
f. Analista de Biblioteca responsable: Ing. CPA. Jhonatan Rodrigo Parreño Uquillas. MBA.
 <p>09-07-2021</p> <p>1303-DBRA-UTP-2021.</p>