



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

EVALUACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA DE BOMBAS DE CALOR ASISTIDAS POR
ENERGÍA SOLAR EN EXPANSIÓN DIRECTA, PARA PRODUCCIÓN DE AGUA
CALIENTE SANITARIA.

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

CARLOS ANDRÉS MUÑOZ AGUILERA

PROFESOR GUÍA:
JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM
REYNALDO CABEZAS CIFUENTES

SANTIAGO DE CHILE
2020

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: CARLOS ANDRÉS MUÑOZ AGUILERA
FECHA: 2020
PROF. GUÍA: JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

EVALUACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA DE BOMBAS DE CALOR ASISTIDAS POR ENERGÍA SOLAR EN EXPANSIÓN DIRECTA, PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA.

En la necesidad de encontrar nuevos sistemas para producir calor que no utilicen combustibles fósiles, las bombas de calor han adquirido una gran relevancia, debido a que estos equipos al no generar calor sino transportarlo desde un medio a otro, no requiere de combustibles fósiles para generar calor, además, presentan un alto desempeño. Con la finalidad de adquirir la mayor cantidad de energía se han investigado distintos tipos de bombas de calor, los cuales se diferencian principalmente en la fuente de energía que utilizan. En este contexto, el objetivo de la presente memoria fue evaluar y comparar en términos técnicos y económicos el efecto de cambiar el evaporador de una bomba de calor, para esto se estudia dos tipos de bombas de calor; una bomba de calor asistida por aire y una asistida por radiación solar.

Dentro de la literatura, se han investigado extensamente estos tipos de sistemas, tanto a nivel del ciclo de compresión de vapor como la modelación de los distintos componentes de la bomba de calor. Sin embargo, no se han observado investigaciones que analicen el efecto de reemplazar el evaporador de bomba de calor asistida por aire por colectores solares en expansión directa. Este trabajo busca contribuir al estudio de las bombas de calor asistidas por radiación en Chile. Los modelos de las bombas de calor fueron desarrollados utilizando el programa EES, en donde se obtuvo el comportamiento bajo distintas condiciones atmosféricas. Para obtener el comportamiento de estos sistemas durante un año en las localidades de Santiago y Coyhaique se programa en Python dos árboles de decisiones, los cuales utilizan los datos obtenidos de las simulaciones para arrojar los parámetros de funcionamiento de cada sistema.

Los resultados muestran que algunas configuraciones de bombas de calor con colectores solar presentan un mayor desempeño que la bomba de calor asistida por aire tanto en Santiago como en Coyhaique, sin embargo, se observó que ninguna configuración logra entregar la misma cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire, por lo que se reduce la demanda a $3/4$. Bajo esta nueva demanda, la bomba de calor con 25 colectores es el sistema óptimo en Santiago, mientras que la bomba de calor con 50 colectores presenta un mayor beneficio que la bomba de calor asistida por aire en Coyhaique.

Se concluye que los sistemas de bombas de calor con 10, 20 y 25 colectores se adaptan mejor a climas cálidos como el de Santiago, mientras que las configuraciones con 30, 40 y 50 colectores funcionan mejor en climas fríos como en Coyhaique. Por otro lado, se concluye que el reemplazo del evaporador por colectores solares en expansión directa conlleva a un aumento en la energía que entrega la bomba de calor junto con una disminución del consumo energético del sistema. Sin embargo, este reemplazo afecta principalmente al compresor, ya que se tiene que las condiciones de entrada del compresor varían considerablemente, por lo que el compresor presenta problemas en su funcionamiento debido a estas fluctuaciones.

*Dedicado a Emilio Osorio,
Jesús Díaz, Patricio Guzmán y a
muchos otros que nos dejaron.*

Agradecimientos

Durante mi estadía de 7 años en la universidad, he convivido con muchas personas que me han entregado mucho cariño y apoyo, con el deseo de agradecer a esas personas dedico las siguientes palabras.

En primer lugar, quiero agradecer a mi familia, en especial a mis padres; Rubén y Paulina, quienes me han entregado su cariño incondicional lo largo de los años y siempre me han apoyado en todo. También quiero agradecer a mi hermano Víctor, quien siempre ha estado ahí para hacerme reír cuando lo necesitaba. Por último, quiero agradecer a mi abuelita y a mi primo Nacho. Sin ustedes yo no hubiera llegado tan lejos.

Quiero agradecer a los miembros de comisión, quienes me ayudaron (no solo académicamente) a realizar esta memoria. En primer lugar, quiero agradecer al profesor José Miguel Cardemil Iglesias por su ayuda en mi primer intento de memoria, también le agradezco por aceptar ser el profesor guía de este trabajo; donde me brindo un constante apoyo junto con diversos consejos, los cuales contribuyeron enormemente en la realización de esta investigación. Agradezco al profesor Álvaro Valencia, quien desinteresadamente me ha prestado ayuda para resolver los distintos problemas que surgieron en el transcurso de mis memorias, también le agradezco por ofrecerse a ser parte de mi nueva comisión. También quiero agradecer al profesor Reynaldo Cabezas, quien me ha dado consejos y me ha brindado su apoyo durante esta memoria. Además, quiero mencionar al profesor Roberto Román, quien en un principio sería el profesor integrante de mi comisión y quiero agradecerle la gran disposición que tuvo para ayudarme.

También quiero agradecer a todas esas personas que he conocido en mi transcurso por la universidad e hicieron que esta fuera mi segundo hogar. Agradezco a Claudia, Carolina y Mónica, quienes siempre tuvieron una excelente disposición a solucionar nuestros problemas. También agradezco a María Eugenia por esas conversaciones que me ayudaban a despejar la mente de vez en cuando. Al profesor Rubén quien (asumo que cuando estaba aburrido) iba a conversar con nosotros y a ver los memes en la salita. También quiero agradecer a Juan Carlos quien fue un amigo más y siempre dispuesto a ayudarnos en Molina. Por último, quiero agradecer a la Katy y al Pelado por (literalmente) abrirme sus puertas y por siempre sacarnos una sonrisa.

Por último y no menos importante agradezco a mis amig@s quienes me han acompañado durante mi paso por la universidad. En primer lugar, quiero agradecer a los cabros del colegio, especialmente al Raúl (el polaco) (el apellido todavía me cuesta escribirlo jaja), por esa maqueta que tuvimos que hacer y por el apañe a las marchas; al chico, por todos esos chistes

y por los CODs; al Estefano, por esas papas en bella y por sorprendernos al elegir medicina; al Month por la entrada al asado generacional (jajaja, no mentira), por todo su apoyo y por estar siempre ahí para ayudarte y al presi Javier, por todo los grandes momentos que hemos vivido, como esos completos con la plata del curso, pensar que llevamos desde 7° y 8° juntos ♡. Agradezco a los cabros que he conocido de la sección 5: al Yoyi por apañar a los conciertos de cumbia; al Guity por esas horas de estudios y por esas bienvenidas mechonas; al huaso Eduardo por siempre alojarme ♡; a la Maca por todos esos carretes de mechones; al Aaron (jefe) que siempre hacia más ameno el ambiente; a la Consu por siempre compartir su casa para pasarlo bien con los amigos; al Gabriel F. por el apañe a bailar; al José Luis por esas tallas precisas; al Nacho por los grandes momentos que nos ha regalado; al Pablo por bancarse las tallas y siempre andar de humor para una; al Pipe por ser el Pipe jaja y al Jaime, por estar ahí siempre cuando se necesita en las buenas y en las malas. Además, quiero agradecerles a los cabros que conocí en la universidad: al Danko, por ser mi compa y por siempre apañar a todo; al Gonzalo, por su gran disposición (a prestar plata); al Momo por su gran habilidad de sacar raíces, integrales, derivadas sin usar calculadora y por esas juntas donde nos amenazaba; al TomasCruise o Tomascurve por esas frases precisas que nos hacen reír; al Nico por ser el orgullo del lord; al Fabián por su coctel jaja; al Francisco H. por ser el músico y astrólogo del grupo; al Gastón y Gabinchi por hacerme sentir uno más de su grupo. Y quiero por último agradecer a los cabros de mecánica quienes me han apoyado, ayudado, se han preocupado por mí y con los que he disfrutado tener que ir al departamento de mecánica: al Camilo, por preocuparse por mí y por apañar a todas hasta ir a bella a las 1 a.m. ajaj; al Chopan por apoyarme en todo y por todos los momentos compartidos; al Channels por confiar en nosotros y por esos carretes de mecánica; al Yeyo por preocuparse por mí y por el apañe que me ha dado; al Castroski por esas fotos y frases memorables y por esas juntas; al Pelao por sus tips de animales y culinarios; a Gabriel Gómez por esos piscos Sour (un majar); al Franco por sus agradables sonidos de "pato"; a la Graise (Grace) por apoyarme y preocuparse por mí; al Tommy que a pesar de quitarme el puesto, me escuchaba cuando me desahogaba de mi memoria; al Michele, por aguantarme y estar ahí cuando lo necesitaba; al Niconalgas por su gran sentido del humor que nos alegraba a todos; a la Paski por estar siempre preocupada por los demás; al Fredes por sus sagaces comentarios y por su risa que desbloqueamos; al Seba F. por esa primera practica junto con al Franco jajajaja; al Shebino por siempre estar pendiente, por el apañe y por la ayuda que me ha dado siempre; a la Yanara o (Janara, como me gusta decirle) por preocuparse por mí, por darme su ayuda en esos momentos en que quería tirar la toalla, por compartir ese febrero en la U. A la Cami por llevarme al hospital y por sus retos ajaj; al Coto por estar pendiente de mi salud; al Guille por siempre darme ánimos; al Juanpa por ayudarme a seguir avanzando en la memoria; a la Nacha por apañar a todo; a la Naty por la compañía en la salita; a la Noe por todos los momentos compartidos desde Solectria jaja; al Panda por enseñarme un truco en Excel que me ahorraba mucho tiempo, cuando ya había terminado y por esas conversaciones de bar; a la Vale por ayudarme a no bajar los brazos; al Jose por esas partidas de ajedrez y por la compañía en la micro; al Matheus por esas conversaciones después de los carretes; al ITALO, por su pera, por estar siempre dispuesto a ayudarme y por todas esas salidas que nos mandamos; al Rafa por ser un gran compañero de GYM; al Tente por su apañe a comer en los coctel; a la Yany por la preocupación; al Iván por su sentido del humor que siempre sacaba una risa con sus comentarios y al Pablo Castillo (PAPO) por toda la ayuda que me diste en la memoria y por cuidarme siempre. SOLO QUIERO DECIRLES QUE LOS QUIERO MUCHO Y GRACIAS POR SER MI SEGUNDA FAMILIA.

♡ El club del amigo-Guachupe ♡

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	2
1.1.1. Objetivo General	2
1.1.2. Objetivos Específicos	2
1.2. Alcances	2
2. Antecedentes	4
2.1. Bombas de calor	4
2.1.1. Funcionamiento de las bombas de calor	5
2.2. Tipos de Bombas de calor	7
2.2.1. Bombas de calor de expansión directa asistida por aire	7
2.2.2. Bombas de calor de expansión directa con asistencia solar (DXSAHP)	7
2.3. Componentes principales de una bomba de calor	8
2.3.1. Evaporador	8
2.3.2. Compresor	14
2.3.3. Condensador	19
2.3.4. Válvula de expansión	19
2.3.5. Refrigerantes	22
2.4. Sistema de referencia	23
2.5. Recurso Solar	23
2.6. Indicadores de desempeño y económicos	26
2.6.1. Coeficiente de rendimiento (COP)	26
2.6.2. Indicadores económicos (LCS)	26
2.7. Consideraciones importantes	27
3. Metodología	28
3.1. Modelo de la bomba de calor	28
3.1.1. Descripción del modelo de la bomba de calor	28
3.1.2. Funcionamiento del modelo de la bomba de calor	31
3.1.3. Validación del modelo	33
3.2. Simulación de los modelos de bombas de calor	35
3.2.1. Árbol de decisión en Python	35
3.2.2. Funcionamiento del programa realizado en Python	36
3.3. Calculo de indicadores	36
3.3.1. Factor de desempeño estacional (SPF)	36
3.3.2. Indicadores económico (ALCS)	37

4. Resultados y Análisis	40
4.1. Desempeño de los sistemas de bomba de calor	40
4.1.1. Análisis de Desempeño de los modelos simulados	41
4.2. Factibilidad económica de los sistemas de bomba de calor	78
5. Conclusiones	81
Bibliografía	85
A. Coeficiente de transferencia de calor por convección	89
A.1. Convección Natural del colector	90
A.2. Convección Forzada	91
B. Coeficiente de transferencia de calor por convección al interior de un tubo	93
B.1. Coeficiente de transferencia de calor para flujo laminar al interior de un tubo	93
B.2. Coeficiente de transferencia de calor para flujo turbulento al interior de un tubo	94
C. Resistencia térmica	95
C.1. Características del intercambiador.	95
C.2. Resistencia térmica del aire	96
C.3. Resistencia térmica del refrigerante	97
C.3.1. Zona bifásica	98
D. Indicadores Económicos	101
D.1. Razón entre ahorro de costo de combustible durante el periodo de vida y los costos de combustible del primer año P_1	101
D.2. Razón entre los gastos incurridos debido a la inversión de capital adicional y la inversión inicial P_2	101
D.3. PWF	102
E. Hoja de datos de bomba de calor Thermocold Zirio z-117	103
F. Hoja de datos del compresor	104

Índice de Tablas

3.1. Datos del colector solar.	30
3.2. Parámetros de operación del compresor.	31
3.3. Precisión y coeficiente de determinación para cada modelo	36
3.4. Parámetros utilizados para calcular ALCS	38
4.1. Comparación de las capacidades caloríficas de las bombas de calor en Santiago y en Coyhaique.	56
4.2. Causa de los casos presentado por cada configuración.	77
E.1. Datos de la bomba de calor ubicada en Beauchef 851.	103
E.2. Datos de operación de la bomba de calor.	103
F.1. Datos del compresor de la bomba de calor.	104
F.2. Datos de operación del compresor.	104

Índice de Ilustraciones

2.1. Esquema del funcionamiento de la bomba de calor.	4
2.2. Diagrama de una bomba de calor.	5
2.3. Diagrama T-s de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. . .	6
2.4. Diagramas T-s y p-h de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.	6
2.5. Esquema de una bomba de calor asistida por aire.	7
2.6. Esquema de una bomba de expansión directa con asistencia solar.	8
2.7. Caracterización de los canales presentes en el colector.	11
2.8. Volumen del control del colector.	12
2.9. Esquema del funcionamiento de un Compresor Scroll.	15
2.10. Movimientos realizados por el espiral de un compresor scroll.	16
2.11. Esquema de las partes de un Compresor Scroll con inyección de vapor. . . .	17
2.12. Esquema del modelo de un Compresor Scroll.	17
2.13. (a) Compresor Adaptativo $P_{ex} = P_{in}$; (b) Compresor No Adaptativo Sobre- presión $P_{ex} < P_{in}$; (c) Compresor No Adaptativo Baja presión $P_{ex} > P_{in}$. . .	18
2.14. Componentes de una VET.	20
2.15. Esquema del funcionamiento de una VET.	21
2.16. Esquema de una bomba de expansión directa por aire del edificio Beauchef 851.	23
2.17. Radiación solar de un ciclo diario anual de Santiago.	24
2.18. Temperatura ambiental de un ciclo anual diario	24
2.19. Velocidad del viento de un ciclo anual diario	25
3.1. Esquema de funcionamiento del programa de bomba de calor	32
3.2. Relación entre la presión de inyección y la temperatura de evaporación . . .	33
3.3. Validación de los valores obtenidos del modelo con respecto a los datos entrea- gados por el fabricante de la bomba de calor del calor cedido.	34
3.4. Validación de los valores obtenidos del modelo con respecto a los datos entrea- gado por el fabricante de la bomba de calor de la potencia consumida por el compresor.	34
3.5. Diagrama de funcionamiento programa de árboles de decisión Python.	37
4.1. Indicadores SPF y Fracción solar en la localidad de Santiago	42
4.2. Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante el año en Santiago.	44
4.3. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el año en Santiago.	45

4.4. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/4 durante el año en Santiago.	48
4.5. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/4 durante las estaciones del año en Santiago.	48
4.6. Fracción solar con una demanda reducida a 1/4 en Santiago.	49
4.7. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/2 durante el año en Santiago.	50
4.8. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/2 durante las épocas del año en Santiago.	51
4.9. Fracción solar en Santiago.	52
4.10. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 3/4 durante el año en Santiago.	53
4.11. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 3/4 durante primavera y verano en Santiago.	54
4.12. Fracción solar en Santiago.	55
4.13. Indicadores SPF	57
4.14. Fracción solar	58
4.15. Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante el año en Santiago y Coyhaique.	59
4.16. Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante primavera y verano en Coyhaique.	60
4.17. Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante primavera y verano en Santiago y Coyhaique.	61
4.18. Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante las estaciones del año en Coyhaique.	62
4.19. Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante otoño e invierno en Santiago y Coyhaique.	63
4.20. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el año en Santiago y Coyhaique.	64
4.21. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el primavera y verano en Coyhaique.	64
4.22. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el primavera y verano en Coyhaique.	65
4.23. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el otoño e invierno en Coyhaique.	66
4.24. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el otoño e invierno en Coyhaique.	67
4.25. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/4 durante el año en Coyhaique.	68

4.26. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/4 durante las estaciones del año en Coyhaique.	69
4.27. Fracción solar con una demanda reducida a 1/4 en Coyhaique.	70
4.28. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/2 durante el año en Coyhaique.	71
4.29. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/2 durante las épocas del año en Coyhaique.	72
4.30. Fracción solar bajo distintas demandas	73
4.31. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 3/4 durante el año en Coyhaique.	74
4.32. Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 3/4 durante las estaciones del año en Coyhaique.	75
4.33. Fracción solar bajo distintas demandas	76
4.34. ALCS obtenido para las bombas de calor ubicadas en Santiago con colectores a 63.786 [CLP].	79
4.35. ALCS obtenido para las bombas de calor ubicadas en Coyhaique con colectores a 63.786 [CLP].	79
C.1. Diagrama de intercambiador de calor.	96
C.2. Regímenes a medida que se evapora el fluido.	98

Capítulo 1

Introducción

Hoy en día es común encontrar en oficinas o en edificios residenciales bombas de calor para temperar piscinas, calefaccionar espacios o para producir agua caliente sanitaria (ACS), puesto que estos equipos son más eficiente para producir calor que las alternativas que utilizan combustibles fósiles [1]. Las bombas de calor están compuestas por un evaporador, un compresor, un condensador y una válvula de expansión. Estos equipos funcionan bajo un ciclo de refrigeración por compresión de vapor; el cual consiste básicamente en que un fluido bifásico con baja temperatura (refrigerante), absorbe calor desde una fuente de energía y luego lo transfiere al medio que se desee calentar, esto se produce mediante cambios de fases y cambios en la presión del refrigerante. Esta es la razón de que las bombas de calor sean más eficientes, ya que el calor es transportado en vez de generado. [2]

Existe una gran variedad de tipos de bombas de calor, las cuales se diferencian en la fuente fría que utilizan. Es aquí donde surge la motivación de reemplazar el evaporador de una bomba de calor existente por colectores solares para comparar y analizar una opción no tan difundida en Chile, como lo es la bomba de calor asistida por energía solar en expansión directa, con una bomba de calor asistida por aire, puesto que esta última es uno de los tipos de bombas más utilizadas en Chile junto con las bombas de calor geotérmicas [1]. Se estudian estos equipos debido que poseen una fuente de energía de fácil acceso, como es el aire y la radiación solar. Además estos equipos cuentan con una escasa o nula cantidad de equipos auxiliares.

En el presente trabajo, se analiza y modela la bomba de calor asistida por aire ubicada en la azotea del edificio poniente de Beauchef 851, la cual es utilizada para producir ACS. Para realizar el modelo de la bomba de calor asistida por radiación se reemplaza el evaporador del modelo anterior por colectores solares de expansión directa. Es común encontrar estudios donde el objetivo consista en comparar distintos tipos de bombas de calor examinando equipos totalmente distintos; como lo planteado por Sun et al.[3]; a pesar que es el evaporador de la bomba de calor el que varia de acuerdo al tipo de fuente de energía que se utilice, es por esto que en esta memoria se analiza el efecto que conlleva el reemplazo del evaporador en el desempeño de la bomba de calor y el posible beneficio en el sistema.

Por último, es importante agregar que estos equipos presentan variaciones en sus condi-

ciones de operación, puesto que al utilizar como fuente de energía el aire y radiación solar, la cantidad de energía obtenida depende de las condiciones ambientales (temperatura ambiente, velocidad del viento y radiación solar incidente en la superficie del colector); las cuales presentan variaciones considerables, tanto en el transcurso del año como del día [4]. Por esta razón, es necesario considerar todas las variables de operación del sistema junto con sus variaciones temporales para determinar el desempeño y para realizar el análisis de factibilidad técnica y económica de cada sistema de bomba de calor. Junto con lo anterior, se considera que la bomba de calor opera solamente en el horario en que se consume ACS en el edificio de Beauchef 851, por lo que se tiene que el funcionamiento de estos sistema ocurre desde las 7 a.m. hasta las 8 p.m. durante los meses de marzo hasta diciembre, ya que el edificio en estudio entra en un período de receso por vacaciones, por lo que durante los meses de enero y febrero el equipo no se encuentra operativo.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo General

Evaluar técnica y económicamente la implementación de bombas de calor utilizando colectores solares en expansión directa como evaporador, para producción de agua caliente sanitaria (ACS), considerando el edificio Beauchef 851 como caso de estudio.

1.1.2. Objetivos Específicos

1. Desarrollar un modelo termodinámico que describa el funcionamiento de bombas de calor instaladas en el edificio Beauchef 851, que permita evaluar su desempeño durante un periodo de un año.
2. Validar los resultados obtenidos del modelo de bomba de calor asistida por aire, utilizando la hoja de datos de la bomba de calor instalada.
3. Adaptar el modelo termodinámico para evaluar el potencial beneficio de utilizar colectores de expansión directa como evaporador.
4. Determinar la configuración óptima de colectores en Santiago y en Coyhaique, que maximice el rendimiento de la bomba con el máximo ahorro generado.
5. Evaluar en términos energéticos y económicos el funcionamiento de las configuraciones de las bombas de calor, durante un período de un año en Santiago y en Coyhaique.

1.2. Alcances

El alcance de este trabajo es comparar el desempeño de bombas de calor asistida por aire instaladas en el edificio Beauchef 851 con respecto a bombas de calor con colectores solares en expansión directa como evaporador. Esto contempla los siguientes aspectos:

1. Desarrollar un modelo termodinámico mediante el programa Engineering Equation Solver (EES) del sistema actual instalado en Beauchef 851 para producir ACS.
2. Reemplazar el evaporador del modelo de las bombas de calor instaladas por colectores solares en expansión y realizar un análisis de este nuevo modelo termodinámico.

3. Las simulaciones de cada modelo se realizan con las condiciones meteorológicas del Typical meteorological year (TMY) de las localidades de Santiago y Coyhaique.
4. Para comparar en términos energéticos y económicos, se considera la energía consumida por el compresor y los equipos auxiliares junto con la energía térmica que entrega cada tipo de bomba de calor.
5. El funcionamiento de la bomba de calor está determinado por el horario en que se consume ACS en el edificio Beauchef 851, este horario comprende desde las 7 a.m hasta las 8 p.m. durante marzo hasta diciembre.

Capítulo 2

Antecedentes

2.1. Bombas de calor

Las bombas de calor son máquinas térmicas que tienen como finalidad transferir calor desde una fuente de menor temperatura hacia una de mayor temperatura, mediante el empleo de un trabajo externo al sistema, como se muestra en la Figura 2.1.

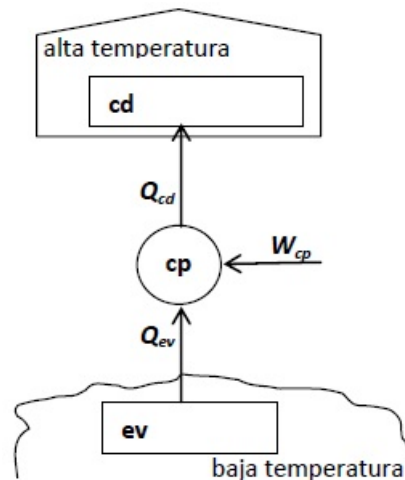


Figura 2.1: Esquema del funcionamiento de la bomba de calor.
Obtenida de [5]

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, tal como se muestra en la Figura 2.2 [2]. Estos dispositivos son generalmente utilizados para calefacción de espacios (CA), producir agua caliente sanitaria (ACS) o temperar piscinas.

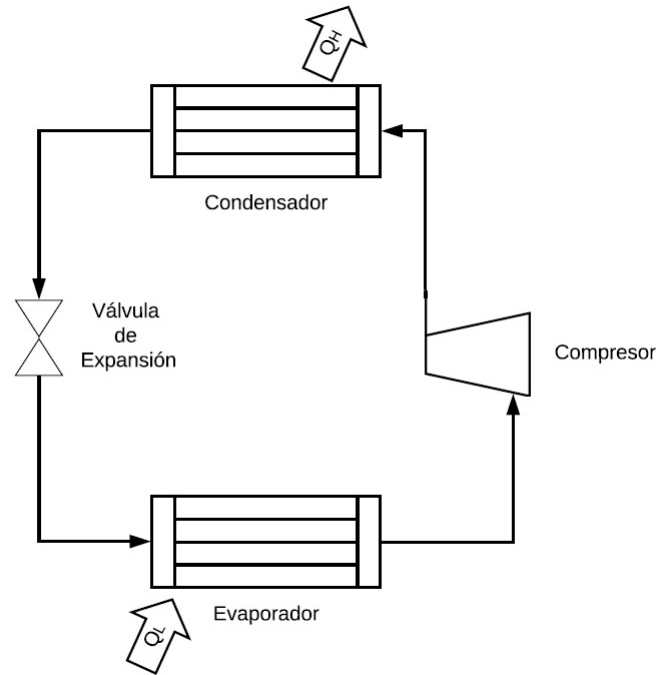


Figura 2.2: Diagrama de una bomba de calor.
Obtenida de [2]

2.1.1. Funcionamiento de las bombas de calor

Como se mencionó anteriormente las bombas de calor funcionan en base al ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Este ciclo permite transferir calor mediante el cambio de fase del fluido de trabajo; generalmente se utiliza refrigerantes, ya que estos fluidos permiten alcanzar bajas temperaturas de evaporación y altas temperaturas de condensación.

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor consiste en cuatro procesos [6], los cuales se muestran en la Figura 2.3, estos procesos son:

1. **Compresión isoentrópica (1-2s)**: El refrigerante en un estado de vapor saturado (1), es comprimido hasta alcanzar la presión de condensación, esto lleva al refrigerante a un estado de vapor sobrecalentado (2s).
2. **Condensación (2s-3)**: El refrigerante sobrecalentado (2s) ingresa al condensador con una elevada temperatura, lo que permite la transferencia de calor desde el refrigerante hacia la fuente de mayor temperatura, esta transferencia de calor condensa completamente el refrigerante (3).
3. **Estrangulamiento isoentálpico (3-4)**: El refrigerante en un estado de líquido saturado (3), ingresa a un dispositivo de estrangulamiento donde se produce una disminución en la presión manteniendo la entalpía, esta disminución de presión provoca que parte del refrigerante se evapore nuevamente, saliendo del dispositivo de estrangulamiento como fluido bifásico (4).
4. **Evaporación (4-1)**: El refrigerante entra al evaporador en un estado bifásico (4) con

una baja temperatura producto de la disminución de presión en la etapa anterior; la baja temperatura que posee el refrigerante permite absorber energía desde la fuente de menor temperatura, esto evapora completamente el refrigerante, quedando en un estado de vapor saturado (1) lo que completa el ciclo.

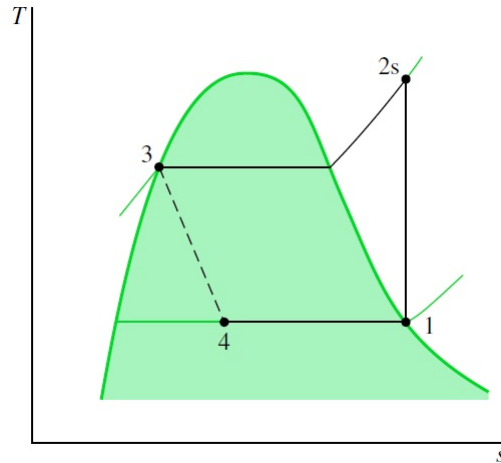
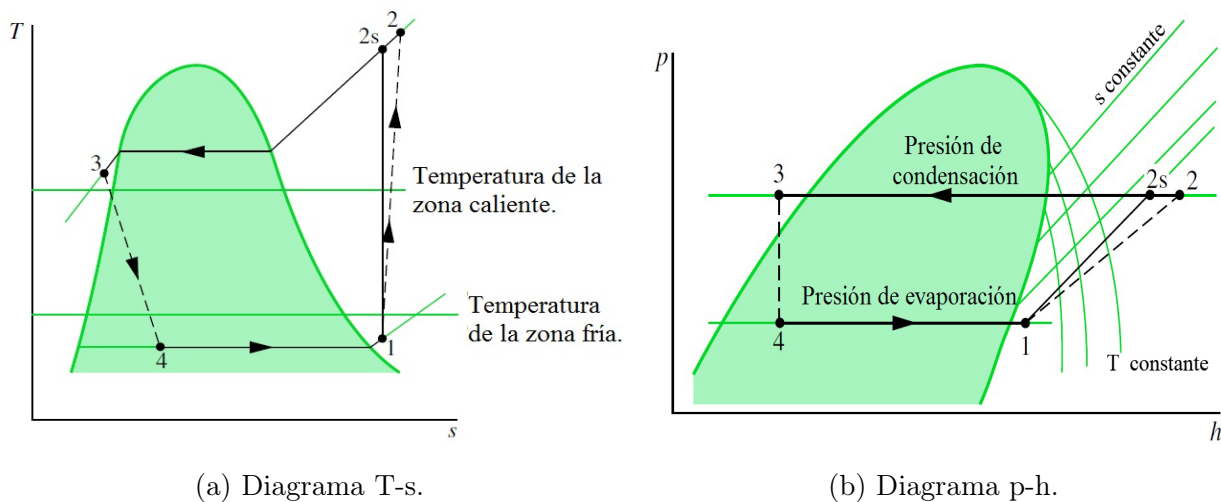


Figura 2.3: Diagrama T-s de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.
Adaptado de [2]

Sin embargo, este ciclo difiere del ciclo real debido que existen irreversibilidades en el proceso de compresión, lo que conlleva a un aumento en entropía del refrigerante que aumenta la energía consumida por el compresor. Por otra parte, el ciclo ideal no considera un sobrecalentamiento en la salida del evaporador ni el subenfriamiento del fluido en la salida del condensador, lo que si ocurre en el ciclo real, puesto que de esta forma se asegura que el refrigerante se encuentre en las fases correspondiente en cada punto (Figura 2.4) [5].



(a) Diagrama T-s.

(b) Diagrama p-h.

Figura 2.4: Diagramas T-s y p-h de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.
Adaptado de [2]

2.2. Tipos de Bombas de calor

Existen diversos tipos de bombas de calor, los cuales difieren principalmente en el recurso energético que utilizan y en la forma en que se absorbe el calor [5]. Las bombas de calor se clasifican de dos maneras; de Expansión Directa (DXHP, por sus siglas en inglés) o de Expansión Indirecta (IXHP). Las primeras se caracterizan porque el refrigerante absorbe energía directamente de la fuente de menor temperatura mediante convección, conducción o radiación; mientras que en el segundo tipo, el evaporador no está directamente en contacto con la fuente de menor temperatura.

En este trabajo se estudian las bombas de calor de tipo expansión directa con los siguientes recursos energéticos:

2.2.1. Bombas de calor de expansión directa asistida por aire

Esta bomba de calor absorbe calor desde el aire, puesto que el refrigerante ingresa a un radiador conectado a ventiladores, los cuales permiten que se produzca una transferencia de calor mediante convección forzada desde aire al refrigerante (Ver Figura 2.5).

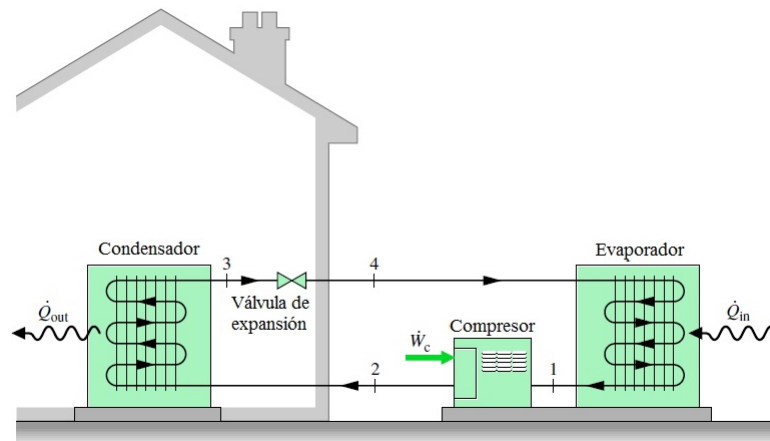


Figura 2.5: Esquema de una bomba de calor asistida por aire.
Adaptado de [2].

Estos sistemas pueden suplir hasta un 70 % de energía térmica en lugares donde las condiciones ambientales sean favorables, sin embargo, estos sistemas no son óptimos para climas fríos [7].

2.2.2. Bombas de calor de expansión directa con asistencia solar (DXSAHP)

Las bombas de calor de expansión directa con asistencia solar poseen como evaporador un campo de colectores solares. El refrigerante al circular dentro de estos colectores, absorbe calor mediante la absorción de radiación solar y por medio de la transferencia de calor por convección natural y/o forzada con el aire.

Los principales beneficios de esta bomba de calor con respecto a la bomba de calor asistida por aire, es que en este sistema:

1. La temperatura de evaporación puede superar la temperatura ambiental, debido a la radiación solar que absorbe el colector [8].
2. El consumo energético es menor, ya que no posee ventiladores.

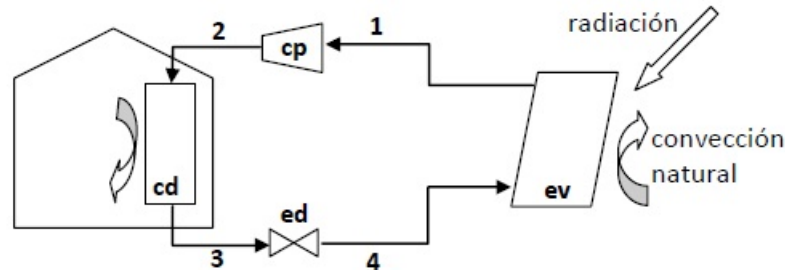


Figura 2.6: Esquema de una bomba de expansión directa con asistencia solar. Obtenido de [8]

2.3. Componentes principales de una bomba de calor

2.3.1. Evaporador

El evaporador, como se mencionó anteriormente, es el encargado de absorber calor desde la fuente de baja temperatura mediante la evaporación y posterior sobrecalentamiento de refrigerante. El intercambio de calor se produce por convección natural, forzada y/o por radiación [5]. El mecanismo de intercambio de calor depende del tipo de la bomba de calor.

El evaporador de las bombas de calor asistidas por aire, como se mencionó anteriormente consiste en un radiador, el cual está conectado a ventiladores, estos aumentan la velocidad del aire produciendo que se transfiera calor mediante convección forzada entre el aire y el radiador. Por otra parte, el evaporador de la bomba de calor de expansión directa asistida por radiación solar consiste en colectores solares en expansión directa, donde la transferencia de calor se produce mediante convección natural y/o forzada con el aire y por radiación solar [5]. La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador depende de que tan favorable sean las condiciones ambientales [8].

Para calcular la transferencia de calor que se produce en el evaporador, se utilizan los siguientes métodos dependiendo del tipo del evaporador.

Transferencia de calor en el radiador

La transferencia de calor en el radiador se produce mediante convección forzada entre el aire, las aletas y los tubos del radiador. Para estudiar este intercambio de calor se divide el intercambiador en zonas de acuerdo con el estado en que se encuentra el fluido (Subenfriado, bifásico o sobrecalentado). En las distintas zonas se estudia la transferencia de calor por medio del método de efectividad-NTU, debido que la capacidad calorífica ($C = cp \cdot \dot{m}$) del refrigerante en cada zona no presenta grandes variaciones [9].

Método de efectividad-NTU

Este método se fundamenta en la efectividad de transferencia de calor del intercambiador de calor (ε), este valor es un número adimensional que relaciona la transferencia de calor real (\dot{Q}) con la máxima transferencia de calor capaz de permitir el intercambiador de calor (Q_{max}). [10]

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} \quad (2.1)$$

El calor transferido real se obtiene mediante el balance de energía entre el aire y el refrigerante, como se observa en la ecuación 2.2, se utiliza la temperatura de entrada y salida de cada fluido.

$$\dot{Q} = C_{air} (T_{air, ent} - T_{aire, sal}) = C_r (T_{r, sal} - T_{r, ent}) \quad (2.2)$$

Por otro lado, para obtener la máxima transferencia de calor se debe obtener la máxima diferencia de temperatura entre los fluidos, la cual corresponde a la diferencia de las temperaturas de entrada de cada fluido (Ver ecuación 2.3). Para determinar la máxima transferencia de calor, se utiliza la capacidad calorífica mínima entre los dos fluidos, puesto que el fluido con la menor capacidad alcanza con mayor rapidez la máxima diferencia de temperatura (Ver ecuación 2.4). [10]

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{air, ent} - T_{r, ent} \quad (2.3)$$

$$\dot{Q} = C_{min} \Delta T_{m\acute{a}x} \quad (2.4)$$

Para obtener el calor real transferido, puesto que se desconoce las temperaturas de salida de cada fluido, se calcula el valor de la efectividad de transferencia de calor (ε) mediante la ecuación 2.5, la cual describe un intercambiador sin mezcla de fluido. [9]

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{NTU^{0,22}}{C_R} \{ \exp(-C_R NTU^{0,78}) - 1 \} \right] \quad (2.5)$$

En la ecuación 2.5 se utiliza la relación de capacidades ($C_R = C_{min}/C_{max}$), el número de unidades de transferencia (NTU); el cual es un número adimensional que se obtiene mediante el coeficiente de transferencia de calor total (U), el área de intercambio de calor (A_s) y la capacidad calorífica mínima entre los dos fluidos. [10]

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{m\acute{i}n}} \quad (2.6)$$

El valor de UA_s , se obtiene mediante la resistencia térmica del aire y del refrigerante (estos valores se obtienen por medio del Apéndice C), debido que el UA_s es indirectamente proporcional a la resistencia térmica total.

$$UA_s = \frac{1}{R_{total}} \quad (2.7)$$

Para calcular el calor real transferido en cada zona del intercambiador se utiliza las ecuaciones 2.1 y 2.5. Sin embargo, la capacidad térmica del aire depende de la zona que se estudie. Por esto es que se estima un factor de evaporación (f_{sat}), el cual es una fracción entre el largo del tubo y el largo necesario para que se evapore el refrigerante. Este valor se ajusta hasta que coincida con el calor absorbido en la evaporación y el calor total absorbido en el intercambiador. La capacidad térmica del aire en la zona de evaporación está dada por la ecuación 2.8, mientras que en la zona de sobrecalentamiento se tiene la ecuación 2.9. [9]

$$\dot{C}_{air,eva} = \dot{m}_{air} C_{air} f_{sat} \quad (2.8)$$

$$\dot{C}_{air,sobre} = \dot{m}_{air} C_{air} (1 - f_{sat}) \quad (2.9)$$

Transferencia de calor en el colector

Radiación absorbida por el colector

Para obtener la radiación que incide sobre el colector se utiliza el modelo de cielo isotrópico descrito por Deceased et al.[11], el cual se representa mediante la ecuación 2.10. Este modelo asume que la radiación difusa $R_{ad,dif}$ es isotrópica, es decir es uniforme dentro de la cúpula de cielo.

La radiación directa que incide sobre el colector se obtiene mediante la radiación directa sobre una superficie horizontal $R_{ad,dir}$ y el factor de conversión de radiación directa R_b , el cual permite estimar la radiación que incide normal a una superficie con un cierto ángulo de inclinación β .

Por otro lado, la radiación difusa se divide en dos parámetros; la radiación difusa y el factor de conversión de radiación difusa ($\frac{1+\text{Cos}(\beta)}{2}$) que representa la proporción de radiación difusa que incide sobre una superficie inclinada; mientras que el otro parámetro se obtiene mediante la radiación global y el factor de conversión de radiación reflejada ($\frac{1-\text{Cos}(\beta)}{2}$), que representa la porción de radiación reflejada por el suelo que incide sobre la superficie del colector, este parámetro a la vez depende de la reflectancia difusa ρ del suelo.

$$R_{ad} = R_{ad,dir} \cdot R_b + R_{ad,dif} \cdot \frac{1 + \text{Cos}(\beta)}{2} + R_{ad,global} \cdot \rho_{suelo} \cdot \frac{1 - \text{Cos}(\beta)}{2} \quad (2.10)$$

La radiación que incide sobre la superficie del colector no es completamente absorbida, ya que el colector absorbe cierto porcentaje de esta radiación producto de las propiedades del

material del que está compuesto, este porcentaje de absorción está representado por α , el cual representa la absorptividad del material. Por otro lado, el colector emite cierta cantidad de radiación térmica debido a la temperatura en que se encuentra, esto es representado por la emisividad del material ε . La cantidad de radiación que emite el colector depende de la temperatura del cielo T_{sky} y la temperatura de la cara del colector T_p .

$$R_h = R_{ad} \cdot \alpha - \varepsilon \cdot 5,6704 \cdot 10^{-8} \cdot (T_p^4 - T_{sky}^4) \quad (2.11)$$

$$T_{sky} = 0,0552 \cdot T_{amb}^{1,5} \quad (2.12)$$

Calor absorbido por el refrigerante

El colector está compuesto por canales que distribuye de manera homogénea el refrigerante, estos canales poseen una longitud L_p , los cuales están ubicados en la superficie del colector [8]. Los canales del colector se caracterizan como tubos con aletas longitudinales como se muestra en la Figura 2.7, se considera que el espesor del colector es t_f .

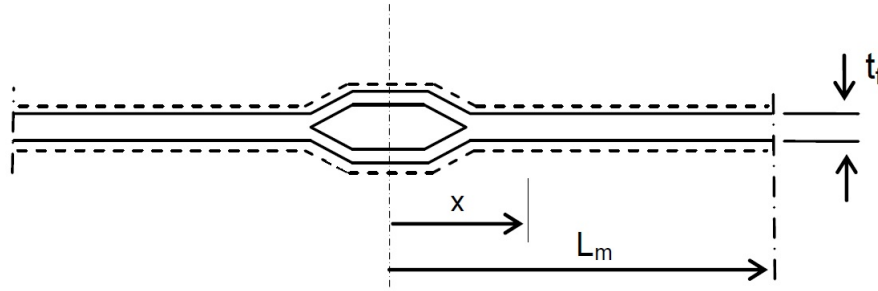


Figura 2.7: Caracterización de los canales presentes en el colector.
Adaptado de [8]

Para obtener el calor absorbido por el refrigerante se utiliza el modelo propuesto por Rodríguez [8], el cual considera que los canales del colector se comportan como un tubo con dos aletas longitudinales de ancho L_m con punta adiabática. Se estudia el colector nuevamente por zonas de acuerdo con la fase en que se encuentre el refrigerante (zona bifásica y de sobrecalentamiento).

Zona bifásica

El refrigerante se evapora a medida que recorre el colector, esto conlleva que la temperatura del refrigerante (T_r) en este tramo no presente variaciones, junto con lo anterior se tiene que la temperatura en la superficie del tubo (T_p) (punto $x = 0$ de la Figura 2.7) es igual a la temperatura del refrigerante. [8]

La transferencia de calor en el colector ocurre en la cara frontal de este, es decir en la superficie en que incide la radiación solar. Esta transferencia se produce mediante radiación

y convección natural y/o forzada con el aire. Para obtener el calor absorbido por el colector, Rodríguez [8] considera un volumen de control dV , que se define mediante la ecuación 2.13. Este volumen permite analizar la transferencia de calor mediante radiación (Q_{rad}), convección (dQ_{cc}) y por conducción (Q_x) en el colector (Figura 2.8).

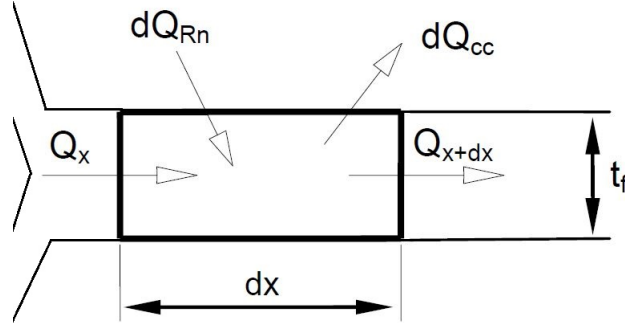


Figura 2.8: Volumen del control del colector.
Adaptado de [8]

$$dV = t_f \cdot dx \cdot 1[m] \quad (2.13)$$

La energía transferida por radiación (Q_{rad}) se expresan mediante la ecuación 2.11, en donde se considera que la superficie del volumen de control dS , es el ancho del volumen en este caso es dx por unidad de largo. [8]

$$dQ_{rad} = R_h \cdot dS \quad (2.14)$$

En cuanto a la transferencia de calor por conducción (Q_x) se define mediante la ley de Fourier, expresada en la ecuación 2.15, en donde se utiliza la conductividad del colector k y el área de transferencia, la cual se define mediante el espesor del colector por unidad de largo.[8]

$$Q_x = -k \cdot t \cdot 1 \cdot \frac{dT_x}{dx} \quad (2.15)$$

Por último, la transferencia de calor por convección entre el colector y el aire exterior (dQ_{cc}) se obtiene mediante la ley de Newton de enfriamiento, definida mediante la ecuación 2.16. Esta expresión utiliza el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire (h), la temperatura de la superficie del colector y la temperatura ambiental (T_{amb}). El coeficiente de transferencia de calor por convección se obtiene mediante el Apéndice A.

$$dQ_{cc} = h \cdot (T_p - T_{amb}) \cdot dS \quad (2.16)$$

El balance de energía en el volumen de control se expresa mediante la ecuación 2.17.

$$Q_x + dQ_{rad} = Q_{x+dx} + dQ_{cc} \quad (2.17)$$

El valor Q_{x+dx} depende de la transferencia de calor en la cara contraria (Q_x) junto con el gradiente de calor por conducción $\frac{dQ_x}{dx}$, este valor se obtiene derivando la ecuación 2.15, al reemplazar este término y sustituyendo las ecuaciones (2.14 y 2.15) en la ecuación 2.17, se obtiene la siguiente expresión diferencial 2.18. [8]

$$Q_x + R_h \cdot 1dx = Q_x - k \cdot t_f \cdot \frac{d^2T_x}{dx^2} dx + h \cdot (T_p - T_{amb}) \cdot 1dx \quad (2.18)$$

Para resolver la ecuación lineal de segundo orden no homogénea (ecuación 2.18), se considera que la punta de la aleta ($x = L_m$) es adiabática ($Q_{L_m}=0$), debido a que el área de la punta es despreciable en comparación con el área de superficie de la aleta. Este supuesto permite calcular la temperatura en el punto x de la aleta, esta temperatura se expresada mediante la ecuación 2.19. [10]

$$T_x = T_{amb} + \left(T_r - T_{amb} - \frac{R_h}{h} \right) \cdot \left[\frac{\exp\left(\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}}\right)}{1 + \exp\left(2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot x\right)} + \frac{\exp\left(-\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}}\right)}{1 + \exp\left(-2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot x\right)} \right] + \frac{R_h}{h} \quad (2.19)$$

Al sustituir la ecuación 2.19 en la ecuación 2.15, se obtiene el calor total entregado por la aleta por metro lineal de tubo del colector. Para obtener el calor absorbido por el refrigerante por metro lineal del tubo se multiplica por dos, debido que el tubo posee dos aletas una a cada lado, esto se representa en la ecuación 2.20.

$$Q_x = -2 \cdot t_f \cdot k \left(T_{amb} - T_r + \frac{R_h}{h} \right) \cdot \left[\frac{\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot \exp\left(\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}}\right)}{1 + \exp\left(2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot x\right)} - \frac{\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \exp\left(-\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}}\right)}{1 + \exp\left(-2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot x\right)} \right] \quad (2.20)$$

El método propuesto por Rodríguez [8] considera que la máxima temperatura se encuentra en la punta de la aleta ($x = L_m$), mientras que la mayor transferencia de calor se produce en el tubo ($x = 0$) [8]. Puesto que el tubo se encuentra a la misma temperatura que el refrigerante, se considera que el calor absorbido por la aleta es el calor absorbido por el refrigerante.

Zona de sobrecalentamiento

En la zona de sobrecalentamiento el refrigerante se encuentra totalmente evaporado, por lo que la temperatura de la pared del tubo difiere con la temperatura del refrigerante a lo largo del tubo. Por lo que se produce una transferencia de calor por convección forzada entre la pared del tubo y el refrigerante, por ende, es necesario realizar un nuevo balance de energía.

El nuevo balance de energía considera el calor transferido por convección al interior del tubo Q_{conve} ; la energía absorbida por el refrigerante $Q_{absorbido}$ y la energía absorbida por el colector (Q_0), la cual se obtiene reemplazando la temperatura del refrigerante por la temperatura promedio de la pared del colector ($\overline{T_p}$) en la ecuación 2.20.

Para estimar calor transferido por convección al interior del tubo se utiliza nuevamente la ley de Newton de enfriamiento (ecuación 2.21), salvo que se utiliza el área transversal del tubo (A_{tubo}) y el coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de un tubo del refrigerante (h_r), el cual se obtiene mediante el Apéndice B.

$$Q_{conve} = h_r \cdot A_{tubo} \cdot (\overline{T_p} - T_r) \quad (2.21)$$

Para obtener el calor absorbido por el refrigerante en el tramo de sobrecalentamiento se utiliza la ecuación 2.22, en donde se tiene el calor específico del refrigerante (c_r); la temperatura de evaporación ($T_{r,e}$); la temperatura en la salida del colector ($T_{r,s}$) y el flujo másico del refrigerante (\dot{m}_r).

$$Q_{absorbido} = c_r \cdot \dot{m}_r \cdot (T_{r,s} - T_{r,e}) \quad (2.22)$$

Para obtener la temperatura final del refrigerante y la temperatura de la pared del colector, se hace un igualan entre las ecuaciones 2.20, 2.21 y 2.22, ya que se desprecian las pérdidas de calor entre el tubo y el refrigerante debido al espesor del colector.

2.3.2. Compresor

El compresor es el equipo encargado de permitir la transferencia de calor desde la fuente fría al medio a calentar, debido que este equipo aumenta la presión del refrigerante sobrecalentado que sale del evaporador. El aumento de presión conlleva a un aumento en la temperatura del fluido, este aumento en la temperatura facilita la transferencia de energía en el condensador. [5]

Los compresores se clasifican según la manera en que se comprime el fluido, las cuales son:

1. **Compresores Dinámicos:** Estos compresores aspiran el fluido de trabajo mediante un rotor, lo que provoca que el fluido tenga una alta energía cinética. Esta energía se transforma en presión mediante una desaceleración del fluido a través de un difusor [12] [13] . Estos compresores trabajan con grandes caudales por lo que son utilizados para procesos que requieran una gran capacidad de refrigeración [8].
2. **Compresores Desplazamiento positivo:** Los compresores de desplazamiento positivo o volumétricos introducen el fluido en un espacio determinado, y mediante una reducción de volumen se obtiene un aumento de presión, estos se dividen en dos tipos:
 - (a) **Reciprocantes:** El elemento de compresión es un pistón que se mueve cíclicamente dentro de un cilindro, obteniendo la reducción de volumen deseada.
 - (b) **Rotatorios:** Estos compresores tienen elementos rotativos que se acoplan entre sí, desplazando un volumen fijo en cada rotación.[13] En este grupo se encuentran

los compresores de tornillo, de anillo, de aletas, rotativos y scroll.

En particular en este trabajo se analiza el compresor tipo scroll hermético, es decir, el motor y todos los componentes están dentro de un recipiente hermético permitiendo que el fluido refrigere el motor y a la vez se evita las fugas de este.

Compresor Scroll

La compresión en estos equipos ocurre por medio de dos elementos con forma de espiral, ubicados en la parte superior del compresor por encima del motor. El refrigerante ingresa por la parte inferior como se observa en la Figura 2.9, pasa alrededor del motor y es aspirado mediante la apertura de los espirales.

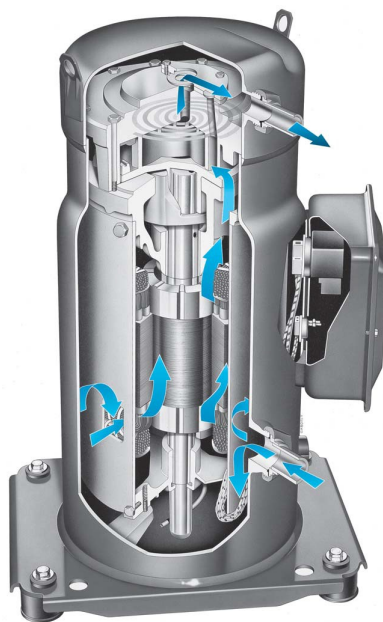


Figura 2.9: Esquema del funcionamiento de un Compresor Scroll.
Obtenida de [14]

La compresión de los espirales ocurre según la figura 2.10, en donde el gas que ingresa al compresor es absorbido por un volumen creciente que forma los espirales (primer giro); luego se cierra el espacio produciendo una reducción de volumen a medida que se desplaza hasta el centro de la espiral provocando un aumento de presión (segundo giro). La máxima presión se alcanza cuando el fluido llega al centro de la espiral donde se descarga (tercer giro); la compresión de este tipo de compresor es continua debido que los tres giros ocurren simultáneamente. [14]

Actualmente existen diversas modificaciones del compresor tipo scroll. Entre las diversas modificaciones existentes, en esta memoria se analiza el compresor tipo scroll con inyección de vapor.

Compresor Scroll con inyección de vapor

El compresor Scroll con inyección de vapor es una modificación del compresor Scroll, puesto que estos sistemas presentan un ingreso de refrigerante durante el segundo giro (du-

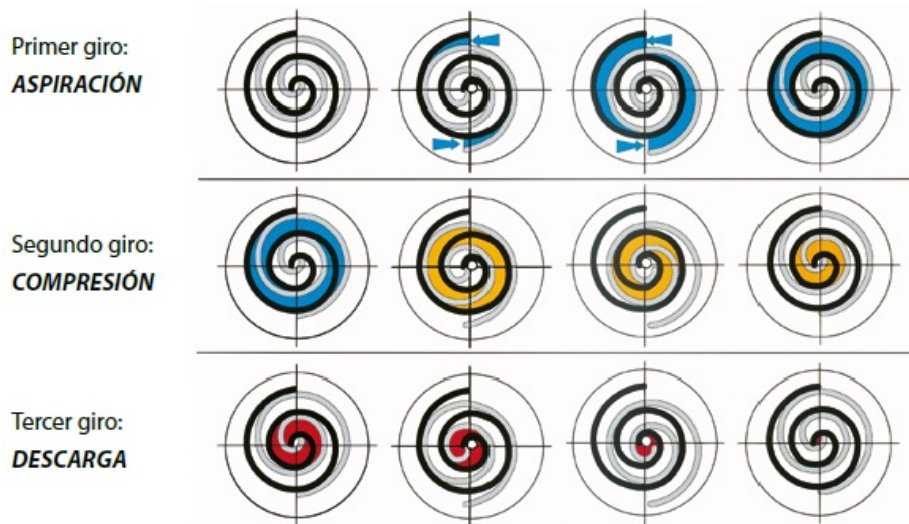


Figura 2.10: Movimientos realizados por el espiral de un compresor scroll.
Obtenida de [14]

rante la compresión isoentrópica). Este refrigerante proviene de un intercambiador de calor (economizador).

Modelo de compresor con inyección de vapor

Para modelar este compresor se utiliza la caracterización propuesta por Cuevas et al.[15] junto con los propuesto por Tello-Oquendo et al. [16].

Cuevas et al.[15] propone una metodología que permite obtener el flujo másico de refrigerante, la potencia consumida y las respectivas perdidas de un compresor Scroll. Sin embargo, esta metodología es para compresores sin inyección de vapor, por lo que se rescata los siguientes aspectos:

1. El compresor a estudiar es un compresor del tipo Scroll hermético con velocidad fija, lo que implica que el volumen desplazado por el compresor es constante.
2. La razón volumétrica entre el volumen específico de succión y descarga, es una característica geométrica del compresor.
3. El valor de la razón volumétrica varía entre 2,0 y 3,0, debido que en este rango se obtiene la mayor eficiencia volumétrica e isoentrópica del compresor.
4. El motor del compresor se enfría mediante el refrigerante que ingresa al compresor. En caso de que la temperatura del refrigerante en la entrada del compresor sea mayor a $65^{\circ}C$, el compresor presenta problemas en su funcionamiento.

La metodología de Cuevas et al.[15] se complementa con lo propuesto por TelloOquendo et al. [16], quien establece que el trabajo que realiza el compresor se separa en distintas secciones como se observa en la Figura 2.11. Estas secciones se clasifican en: succión, donde se comprime el refrigerante que proviene del evaporador; mezcla isobárica, donde el refrigerante proveniente de la parte anterior se mezcla a presión constante con el refrigerante que proviene de la inyección de vapor; compresión de la mezcla, donde se comprime la mezcla anterior hasta la presión de descarga del compresor [16]. Cada sección del compresor se considera como un

compresor individual, por lo que cada sección se modela mediante la metodología de Cuevas et al. [15].

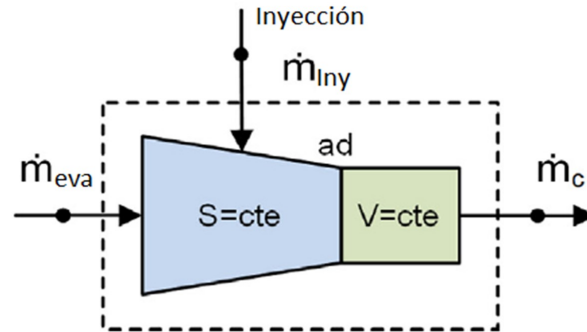


Figura 2.11: Esquema de las partes de un Compresor Scroll con inyección de vapor. Obtenida de [16].

Etapas de compresión del modelo

El refrigerante en la sección de succión experimenta en una compresión isoentrópica cuya presión final coincide con la presión de inyección de vapor. Por otra parte, en la sección de inyección se divide en dos etapas como se observa en la Figura 2.12. El refrigerante en estas etapas experimenta una compresión isoentrópica seguida por una compresión a volumen constante.

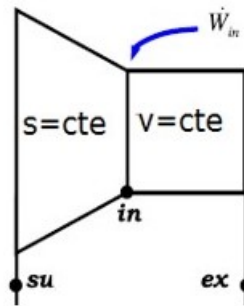


Figura 2.12: Esquema del modelo de un Compresor Scroll. Obtenida de [15]

Para obtener la presión de salida de la segunda compresión isoentrópica, se utiliza la razón volumétrica del compresor, ya que esta razón establece una relación de compresión que permite obtener la presión de salida de esta etapa (P_{in}). Se utiliza la razón volumétrica, ya que como se mencionó anteriormente es una propiedad geométrica del compresor, por lo que posee un valor constante (R).[15]

En caso de que la presión de salida de la etapa de compresión isoentrópica de la sección de inyección difiera con la presión de descarga del compresor (P_{ex}), el compresor se clasifica como no adaptativo. Existe tres tipos de clasificaciones (Ver Figura 2.13), las cuales son:

1. Adaptativo: Cuando la presión de salida de la compresión isentrópica es igual a la presión de salida del compresor, el refrigerante no experimenta compresión a volumen

constante. Figura 2.13(a).

2. No adaptativo sobrepresión: Cuando la presión de salida de la compresión isoentrópica es mayor a la presión de salida del compresor, el refrigerante experimenta una descompresión a volumen constante lo que se traduce que el compresor realiza un trabajo mayor que si fuera adaptativo, segmento tachado de la Figura 2.13(b).
3. No adaptativo baja presión: Cuando la presión de salida de la compresión isoentrópica es menor a la presión de salida del compresor, el refrigerante experimenta una compresión isocórica por lo que el compresor nuevamente realiza un mayor trabajo que si fuera adaptativo, segmento tachado de la Figura 2.13(c).

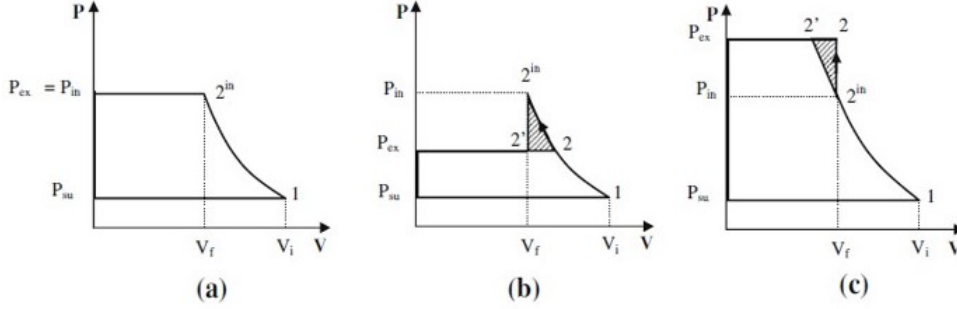


Figura 2.13: (a) Compresor Adaptativo $P_{ex} = P_{in}$; (b) Compresor No Adaptativo Sobrepresión $P_{ex} < P_{in}$; (c) Compresor No Adaptativo Baja presión $P_{ex} > P_{in}$.

Adaptada de [15]

Parámetros del modelo del compresor

El trabajo interno realizado por el compresor (w_{in}), depende del trabajo realizado por la compresión isoentrópica en la sección de succión y de inyección, este trabajo se obtiene mediante la entalpía de entrada (h_{su}) y la entalpía de salida de la compresión (h_{in}) de cada sección. Por otro lado, se tiene que el trabajo realizado por compresión isocórica se define mediante el volumen específico en la salida de la etapa de compresión isoentrópica (v_{in}) y la diferencia de presiones, como se define en la ecuación (2.23).

$$w_{in} = h_{in} - h_{su} + v_{in} \cdot (P_{ex} - P_{in}) \quad (2.23)$$

El flujo másico desplazado por el compresor en la sección de succión se define mediante el desplazamiento volumétrico del compresor \dot{V}_s y el volumen específico del refrigerante en la succión del compresor v_i [15] [17].

$$\dot{m}_{suc} = \frac{\dot{V}_s}{v_i} \quad (2.24)$$

Por otra parte, el flujo másico que se desplaza en la sección de inyección corresponde a la suma del flujo másico desplazado en la succión con el flujo másico que ingresa en la inyección de vapor \dot{m}_{iny} , este último se obtiene por medio de la ecuación 2.25, la cual considera la

presión de evaporación P_{eva} , la presión de inyección de vapor P_{iny} junto con el flujo másico que ingresa al evaporador m_{eva} . Los índices A y B son intrínsecos del compresor.[18]

$$\frac{\dot{m}_{iny}}{\dot{m}_{eva}} = A + B \cdot \left(\frac{P_{iny}}{P_{eva}} \right) \quad (2.25)$$

La potencia consumida por el compresor se obtiene mediante tres términos; \dot{W}_{in} que corresponde al trabajo interno realizado en ambas secciones de compresión (succión e inyección) multiplicado por el flujo másico desplazado en cada sección de compresión; $\alpha \dot{W}_{in}$ representa las pérdidas mecánicas; \dot{W}_{loss} corresponde a pérdidas electro-mecánicas, cuyo valor es constante y depende del compresor.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{in} + \dot{W}_{in} \cdot \alpha + \dot{W}_{loss} \quad (2.26)$$

2.3.3. Condensador

El refrigerante ingresa al condensador en un estado de vapor sobrecalentado producto de la compresión, esto provoca una transferencia de calor desde el refrigerante hacia la fuente de mayor temperatura. La transferencia de calor produce que el refrigerante se condense completamente y se subenfrie; el grado de subenfriamiento depende del diseño del condensador [8].

El calor rechazado por el condensador puede ser absorbido por distintos fluidos, dependiendo del uso que tenga la bomba de calor, estos fluidos pueden ser:

1. Aire: Cuando la bomba de calor es utilizada para calefacción central. El calor es cedido al aire mediante tubos aleteados, ya que se busca producir una transferencia de calor por medio de convección forzada o natural. [8].
2. Agua: Cuando la bomba de calor se utiliza para alimentar un sistema de suelo radiante o para generar agua caliente sanitaria (ACS). El calor puede ser transferido a un segundo circuito por donde circula agua, se utilizan intercambiadores de calor de carcasas, de placas o de tubos [5].

2.3.4. Válvula de expansión

Los dispositivos generalmente utilizados para completar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, son tubos capilares y válvulas de expansión termostática, debido que estos dispositivos permiten reducir la presión del fluido que proviene del condensador hasta la presión de evaporación. Las válvulas de expansión termostática (desde ahora en adelante VET), permiten regular la temperatura en la entrada del compresor de forma activa, mediante la variación del flujo másico que ingresa al evaporador [19]; en cambio los tubos capilares solo reducen la presión. Es por esta razón que se considera la válvula de expansión para este trabajo.

Funcionamiento de la válvula de expansión

Las válvulas de expansión funcionan mediante la reducción de presión producto de un orificio o una restricción que provoca una expansión por estrangulamiento [20]. Las VET poseen una aguja que permite regular el flujo másico que ingresa al evaporador; esta aguja está unida a un diafragma por un extremo mientras que por el otro lado se encuentra un resorte. (Ver Figura 2.14)

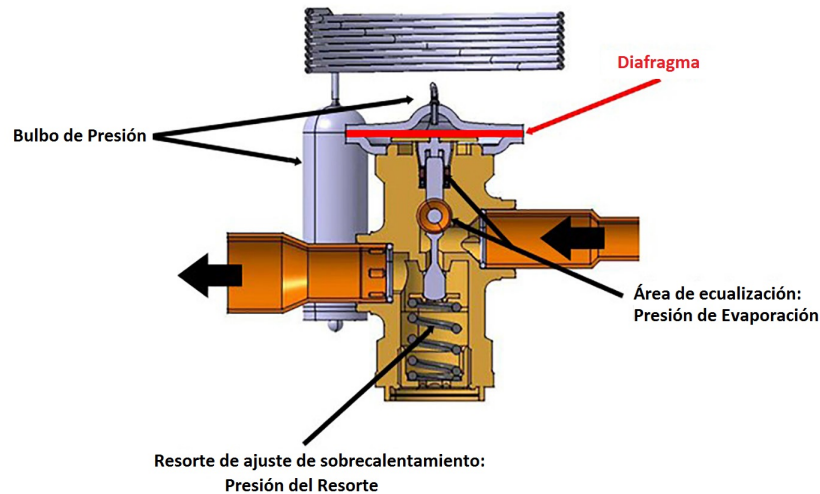


Figura 2.14: Componentes de una VET.
Obtenida de [21]

En el diafragma de la válvula interactúan 3 fuerzas; por un lado actúa la fuerza ejercida por un bulbo de presión conectado en la entrada del compresor. Este bulbo posee un fluido en su interior que se expande con la temperatura; mientras que por el otro lado del diafragma se tiene la presión ejercida por el resorte y la presión de evaporación, la cual puede ser la presión en la salida de la válvula, en sistemas con eculización de presión interna, o la presión en la salida del evaporador para sistemas de eculización externa. [21] (Ver Figura 2.15)

La fuerza que ejerce el bulbo depende de la presión ejercida por el fluido que se evapora en su interior. La cantidad de fluido que se evapora dentro del bulbo depende de la temperatura exterior, lo que permite censar la temperatura en la entrada del compresor.

La presión ejercida por el resorte es constante y contrarresta la fuerza ejercida por bulbo. Esta presión es ajustada en el momento de instalación, ya que determina el sobrecalentamiento mínimo necesario en la entrada del compresor.

La presión de evaporación, al igual que la presión del resorte, contrarresta la presión del bulbo. Esta presión permite determinar la temperatura en que se evapora el refrigerante.

La variación de presiones que interactúa dentro del diafragma produce un desplazamiento de este, esto conlleva a un movimiento en la aguja presente en el sistema. El desplazamiento de la aguja varía la apertura del orificio de la válvula produciendo una variación del flujo másico que ingresa al evaporador.

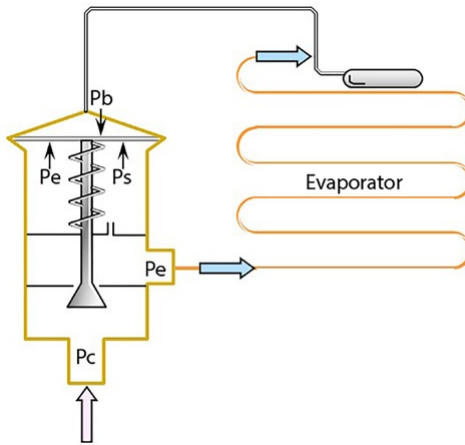


Figura 2.15: Esquema del funcionamiento de una VET.
Obtenida de [21]

El flujo másico aumenta cuando la presión del bulbo es mayor a las otras dos presiones, esto se debe a un aumento en la temperatura del refrigerante en la salida del evaporador, el diafragma baja hasta que las fuerzas se igualen lo que se traduce en un aumento en el flujo másico del refrigerante. El aumento de flujo másico permite bajar el sobrecalentamiento del refrigerante, esta disminución en la temperatura permite que el diafragma vuelva a su posición inicial. En caso de que la temperatura de sobrecalentamiento descienda, la presión de evaporación y la del resorte producen un desplazamiento ascendente del diafragma lo que reduce la apertura de la válvula disminuyendo el flujo másico de refrigerante, produciendo un aumento en el grado de sobrecalentamiento. Sin embargo, cuando la presión del bulbo está por debajo de la presión del resorte, debido que el sobrecalentamiento es demasiado bajo, la válvula se cierra completamente impidiendo que ingrese refrigerante en estado líquido al compresor. [21].

Las válvulas presentan una temperatura máxima de evaporación, debido que el bulbo presenta una máxima presión que se conoce como máxima presión de operación (o MOP por sus siglas en inglés), esto se debe a que el líquido dentro del bulbo se evapora completamente por lo que se tarda más en regular el sobrecalentamiento provocando un desequilibrio en el sistema [20].

Modelo de válvula de expansión

Para determinar las condiciones de funcionamiento de la válvula de expansión se utiliza el modelo planteado por Li et al.[19], en donde el flujo másico que circula por la VET se define mediante la ecuación 2.27, esta expresión considera la diferencia entre la temperatura de sobrecalentamiento mínimo fijado por el resorte (T_{ss}) y el grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador (T_{sh}). Además, considera la presión del condensador y la presión del evaporador. Se tiene un coeficiente de apertura ($C = A \cdot C_d$), el cual depende del fabricante, ya que este considera el área de apertura (A) y el coeficiente de descarga (C_d). Este coeficiente es constante. [19]

$$\dot{m}_{eva} = \left(\frac{C}{1000^2} \right) \cdot \left(2 \cdot \frac{T_{sh} - T_{ss}}{T_{max} - T_{ss}} - \left(\frac{T_{sh} - T_{ss}}{T_{max} - T_{ss}} \right)^2 \right) \cdot \sqrt{(\rho \cdot (P_{cond} - P_{eva}) \cdot 1000)} \quad (2.27)$$

La temperatura máxima de operación de la VET se obtiene mediante la ecuación 2.28, esta temperatura determina el máximo grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador.

$$T_{max} = \frac{T_{oper}}{1 - (0,1)^{0,5}} \quad (2.28)$$

2.3.5. Refrigerantes

El refrigerante juega un papel importante en las bombas de calor, debido que es el encargado de realizar la transferencia de calor desde la fuente de baja temperatura hacia el medio a calentar. Esta transferencia como se mencionó anteriormente se produce por medio de cambio de fases producto de variaciones de presión y temperatura. Los refrigerantes típicamente utilizados en las bombas de calor son el R-134a y el R-407c [5].

R-134a

El refrigerante R-134a es un hidrofluorocarbono (HFC) [22], el cual es utilizado como sustituto de los clorofluorocarbonos (CFC) e hidroclorofluorocarbonos (HCFC); debido que estos últimos al subir a la atmósfera se vuelven menos estables, lo que libera el cloro presente en su composición [22] produciendo que se asocien con el ozono presente en la atmósfera, contribuyendo a la destrucción de la capa de ozono. El refrigerante HCFC más utilizado es el R-22, el cual está prohibido en varios países.

El R-134a es utilizado como sustituto del R-12, debido que permite trabajar a menores presiones que otros HFC. Por otra parte, no daña la capa de ozono y tiene una gran estabilidad térmica y química.

R-407c

El R-407c es una mezcla de gases refrigerantes HCF, compuesto por R-32, R-125 y el R-134a. Esta mezcla es no azeotrópica, es decir, los componentes de la mezclan no poseen el mismo punto de ebullición, por lo que la evaporación no ocurre a la misma temperatura sino en un rango de temperatura; esta temperatura se conoce como temperatura de glide. Para este refrigerante esta temperatura es de 7,4°C.

El R-407c es utilizado como sustituto del refrigerante R-22, debido que posee un comportamiento similar a temperaturas positivas, sin embargo, para bajas temperaturas su rendimiento es inferior. El R-407c es estable químicamente y posee un bajo impacto ambiental. [23]

2.4. Sistema de referencia

Como sistema de referencia para realizar esta memoria se considera el sistema de ACS presente en el edificio Beauchef 851, el cual está compuesto por cuatro bombas de calor de expansión directa asistida por aire, de marca Thermocold, cuyo modelo es Sirio Z117. Estas bombas de calor presentan un compresor con inyección de vapor de la marca Copeland modelo ZH18KVE-TFD [24]. Además, esta bomba de calor cuenta con una válvula de expansión adicional junto con un economizador en la salida del condensador.

Estas variaciones permiten reducir la potencia consumida por el compresor, ya que como se mencionó anteriormente, el compresor con inyección de vapor divide la compresión en dos secciones con un enfriamiento entremedio como se muestra en la Figura 2.16 en los puntos 2 y 8. Por otra parte, estas variaciones permiten que el flujo másico desplazado por el compresor sea mayor, lo que conlleva en un aumento en la producción de agua caliente sanitaria, además el economizador produce que el fluido entre con un mayor grado subenfriado al evaporador lo que permite una mayor absorción de calor.

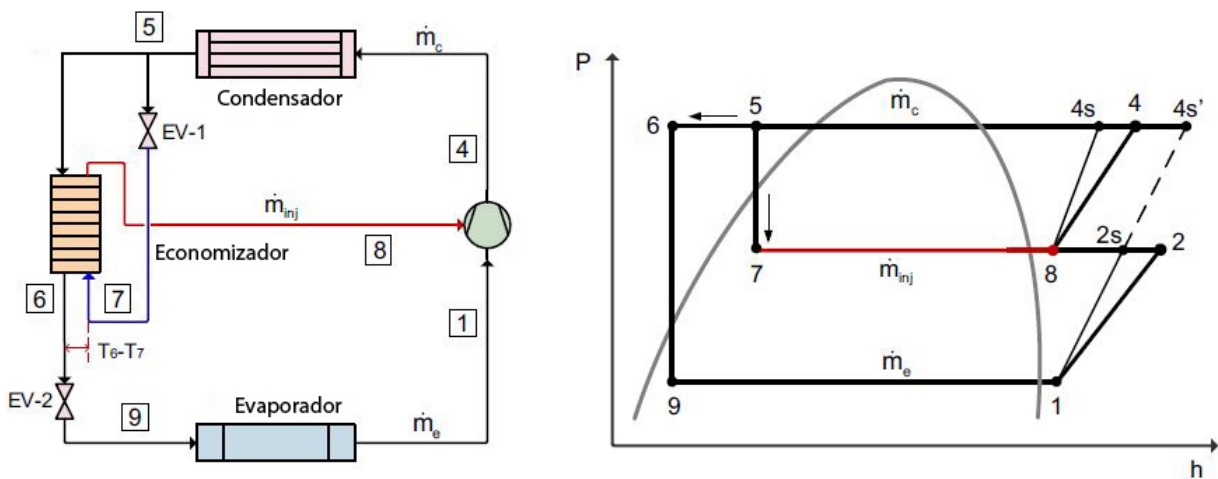


Figura 2.16: Esquema de una bomba de expansión directa por aire del edificio Beauchef 851. Adaptado de [18]

2.5. Recurso Solar

El recurso energético que posee la instalación de Beauchef 851, se obtiene mediante los datos entregados por el explorador solar [4] del ministerio de energía, de estos datos se observa que:

El ciclo diario anual de radiación global horizontal que experimenta la instalación se muestra en la Figura 2.17. Se observa que los mayores niveles de radiación solar se obtienen entre las 10:00 y las 16:00, además se aprecia que la máxima radiación solar es de 971 W/m^2 , la cual ocurre a las 13:00 durante el mes de diciembre. Mientras que la mínima radiación en el mismo horario es de $362,8 \text{ W/m}^2$ que corresponde al mes de junio.

En cuanto a la temperatura ambiental, se observa en la Figura 2.18 que nuevamente que entre las 10:00 y las 16:00 se tienen las mayores temperaturas del día, además se tiene que la

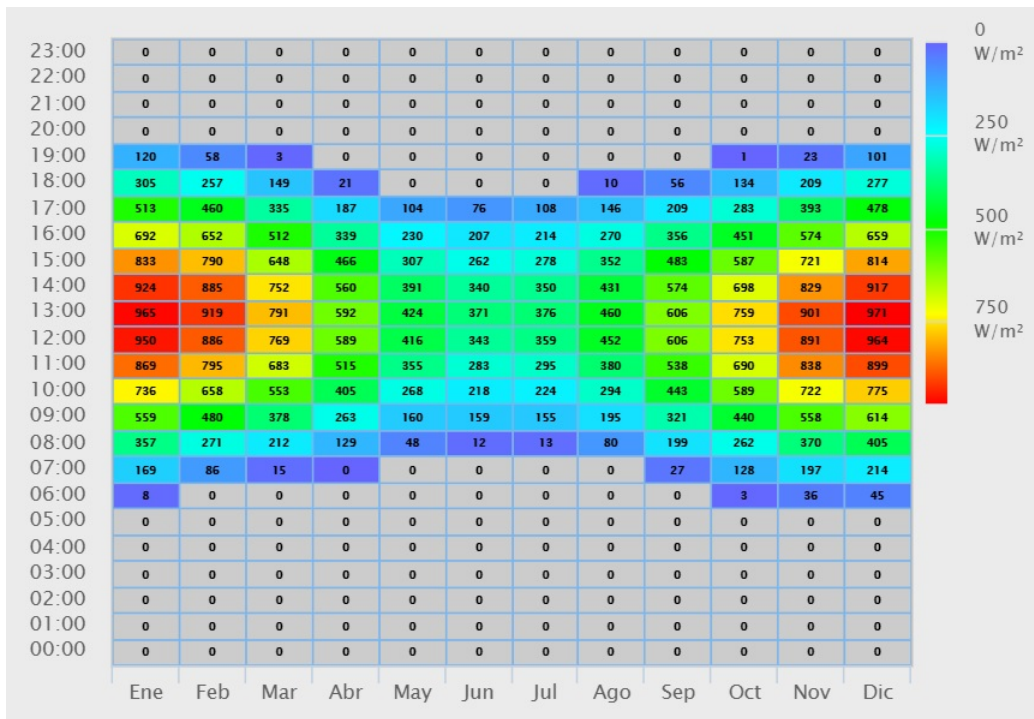


Figura 2.17: Radiación solar de un ciclo diario anual de Santiago. Obtenida de [4]

máxima temperatura es de 28,6 °C que correspondiente al mes de enero a las 14:00, mientras que la mínima temperatura en la misma hora es de 17,3 °C y corresponde al mes de julio .

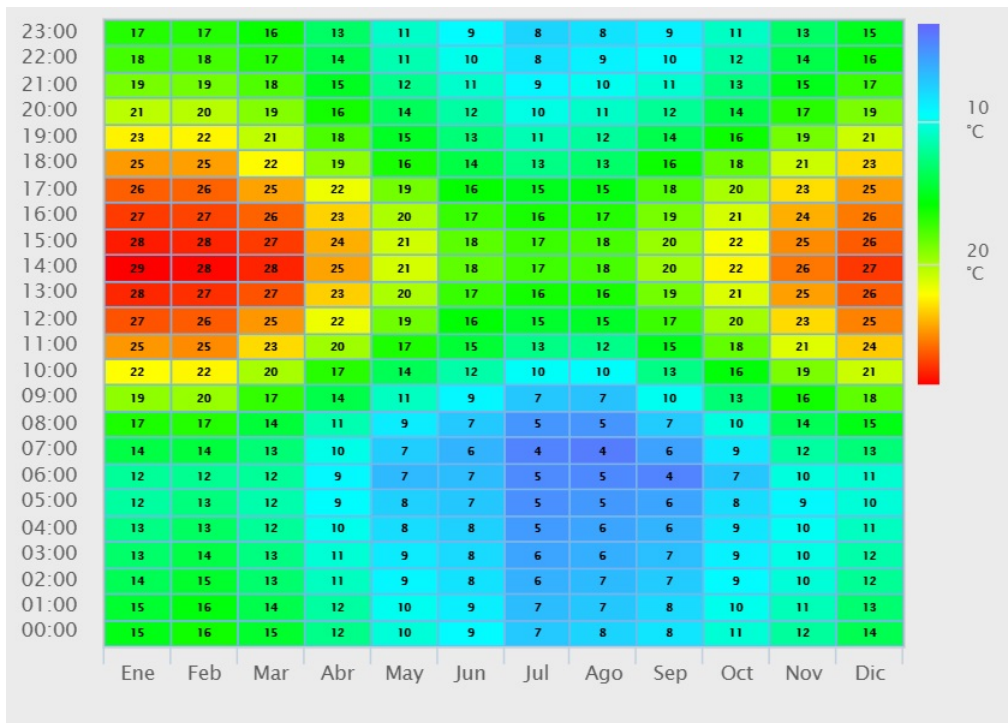


Figura 2.18: Temperatura ambiental de un ciclo anual diario . Obtenida de [4]

El viento en el edificio Beauchef 851 presenta una baja variación como se puede observar en la Figura 2.19 en donde la velocidad del viento varía entre 0 y 3,4m/s a lo largo del año.

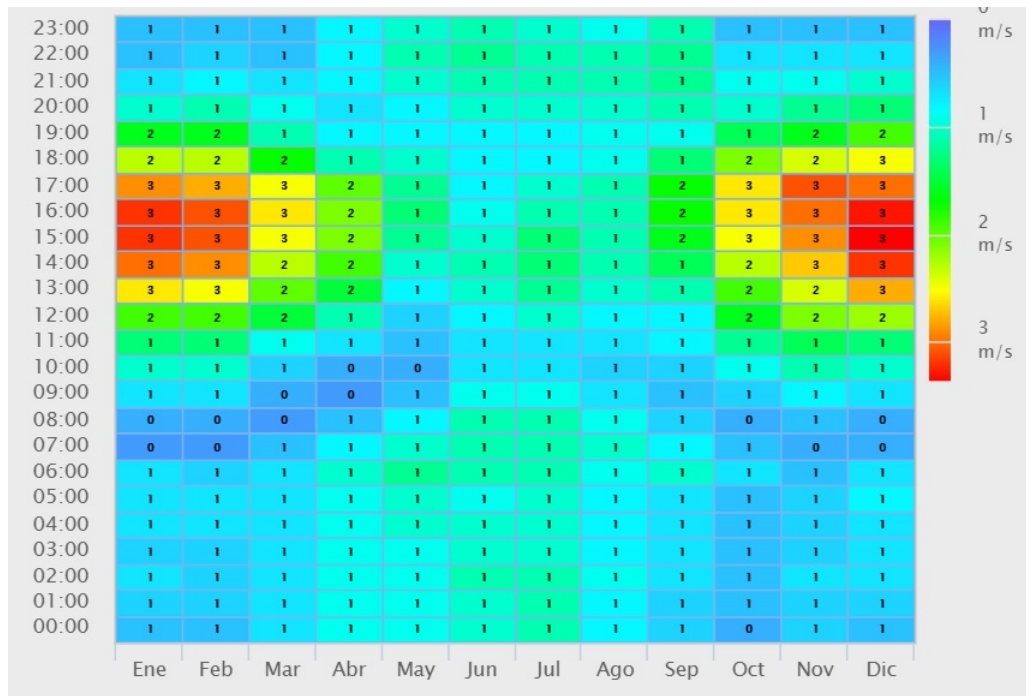


Figura 2.19: Velocidad del viento de un ciclo anual diario .
Obtenida de [4]

2.6. Indicadores de desempeño y económicos

Para analizar el comportamiento de las bombas de calor se calcula un indicador de desempeño junto con un indicador económico. Como indicador de desempeño se utiliza el coeficiente de rendimiento medio (\overline{COP}) o factor de rendimiento estacional (SPF por sus siglas en inglés). Mientras que el indicador económico corresponde a los ahorros de ciclos de vida (LCS).

2.6.1. Coeficiente de rendimiento (COP)

El desempeño termodinámico de una bomba de calor se cuantifica mediante el coeficiente de rendimiento, el cual compara el flujo de calor suministrado por la bomba de calor (\dot{Q}_{cd}), con la potencia consumida por el compresor (\dot{W}_{com}) [2].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{W}_{com}} \quad (2.29)$$

Para estudiar el desempeño de la bomba de calor durante un año, se utiliza el factor de desempeño estacional (SPF). Este factor es una variación del COP, ya que en vez de utilizar la potencia del sistema se utiliza la energía térmica total entregada y la energía total consumida por los equipos durante un periodo de tiempo. El SPF se define mediante la ecuación 2.30.

$$SPF = \frac{E_{cd,anual}[kWh]}{E_{comp,anual} + E_{aux,anual}[kWh]} \quad (2.30)$$

2.6.2. Indicadores económicos (LCS)

Para analizar económicamente una bomba de calor, es necesario considerar la inversión inicial, los costos de operación y mantenimiento, puesto que las bombas de calor poseen un alto costo de adquisición e instalación, pero un bajo costo de operación y mantención [17]. Es por esto que para analizar económicamente las bombas de calor se escoge el método Life-Cycle Savings (LCS), ya que éste analiza los costos de ciclo de vida de un sistema (costos de operación, mantención e instalación) y compara los ahorros generados por el sistema con respecto a un sistema alimentado únicamente por combustible.

El valor del LCS se obtiene mediante el método P_1, P_2 expresado en la ecuación 2.31, en donde $P_{1,i}$ corresponde a la razón entre el ahorro de combustible durante el ciclo de vida con el costo del combustible durante el primer año; $C_{F,i}$ es el costo de la energía en el primer año; L es la demanda anual de calefacción; P_2 es la razón entre los gastos incurridos por la inversión de capital adicional y la inversión inicial; C_s corresponde a los costos de adquisición e instalación del sistema [17].

$$LCS = P_{1,1} C_{F,fuel} Q_{cd,total} - P_{1,2} C_{F,ele} W_{com} - P_2 (C_s) \quad (2.31)$$

Los valores de $P_{1,i}$ y P_2 , se calculan por medio del Apéndice D. Para estimar el ahorro

anual que produce la instalación durante su vida útil se determina el ALCS que se obtiene mediante la ecuación 2.32, en donde la función $PWF(N_e, i_F, d)$ entrega el valor presente de N pagos con una tasa de inflación i y una tasa de descuento d . La función $PWF(N_e, i_F, d)$ se define en el Apéndice D.

$$ALCS = \frac{LCS}{PWF(N_e, 0, d)} \quad (2.32)$$

2.7. Consideraciones importantes

En el presente capítulo se mencionó las bombas de calor que se analizan en este trabajo, las cuales corresponden a una bomba de calor asistida por aire junto con una bomba de calor asistida por radiación solar. Además, se realizó la descripción de los componentes principales junto con los respectivos modelos de los componentes de cada bomba de calor. Del mismo modo, en este capítulo se mencionaron los indicadores que se utilizan para analizar el comportamiento de los sistemas a lo largo del año.

En cuanto al sistema que se ocupa como referencia, este corresponde a la bomba de calor asistida por aire ubicada en la azotea del edificio Beauchef 851. Cabe mencionar que este sistema cuenta con un compresor con inyección de vapor, el cual presenta ciertas modificaciones al ciclo de refrigeración por compresión de vapor, por lo que el modelo de este equipo requiere ciertos supuestos planteados anteriormente. Por otra parte, se observa que las condiciones meteorológicas a las cuales está sometida la bomba de calor de Beauchef 851 presentan una tendencia a lo largo del año, en donde los mayores niveles de radiación junto con las mayores temperaturas del día se observan entre las 10:00 y las 16:00 horas.

Por último, es importante mencionar que los componentes de la bomba de calor son caracterizados mediante los modelos planteados anteriormente. Los modelos de cada componente permiten modelar la bomba de calor completa, la cual se simula mediante el programa Engineering Equation Solver (EES) para obtener el SPF y el ALCS para cada bomba de calor.

Capítulo 3

Metodología

Los análisis realizados en este trabajo son del tipo cuantitativo, puesto que se establecen dos indicadores que permiten estimar el desempeño junto con los ahorros generados por las bombas de calor al reemplazar sistemas que funcionan en base a combustibles fósiles. A través de estos indicadores se determina la configuración que presenta el mayor beneficio en el lugar de estudio, para esto se considera que las bombas de calor funcionan en un determinado horario, el cual comprende desde las 7 de la mañana hasta las 8 de la tarde, además se establece que durante los meses de enero y febrero las bombas de calor no funcionan, debido que el edificio entra en un receso por vacaciones.

Para analizar las bombas de calor se modela cada sistema mediante el programa EES (Engineering Equation Solver). Los parámetros de operación y la validación del modelo de la bomba de calor asistida por aire se obtienen por medio de los valores entregados en la hoja de datos del equipo presente en el edificio Beauchef 851 (Apéndice E). Para el modelo la bomba de calor asistida por radiación solar se considera el modelo de bomba de calor asistida por aire y se reemplaza el evaporador por colectores solares.

Para caracterizar las bombas de calor se identifican dos variables a estudiar; el calor entregado por la bomba de calor y la potencia consumida por el compresor. Las localidades que se analizan corresponden a las ciudades de Santiago y Coyhaique; puesto que la primera es donde se encuentra el sistema en estudio, mientras que la segunda localidad corresponde a un clima frío. Las condiciones ambientales que se consideran corresponden a la radiación directa y difusa sobre una superficie horizontal, temperatura ambiental y velocidad del viento.

3.1. Modelo de la bomba de calor

3.1.1. Descripción del modelo de la bomba de calor

Para realizar los modelos de las bombas de calor se considera que cada componente (economizador, condensador, evaporador y condensador) funciona como un módulo, el cual recibe parámetros del módulo anterior y/o las condiciones atmosféricas; se omite las VETs debido que este componente es considerado en los rangos de operación del modelo, ya que establece el mínimo y máximo grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador, este último se

se obtiene mediante la ecuación 2.28 .

Para calcular los diversos parámetros de la bomba de calor se utiliza el algoritmo genético presente en EES, este algoritmo itera la temperatura de evaporación y el grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador con la finalidad de obtener la combinación que presente la menor diferencia entre los valores iniciales y los valores obtenidos del modelo.

Módulos de la bomba de calor

Evaporador

Para modelar el evaporador se realizan dos módulos, uno para la bomba de calor asistida por aire y otro para la bomba de calor asistida por radiación solar. Ambos módulos requieren de la entalpía en la salida del economizador, la temperatura de evaporación, el flujo másico que ingresa al evaporador y las condiciones atmosféricas; estos módulos entregan la cantidad de calor absorbida por el evaporador y el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del evaporador.

Evaporador de la bomba de calor asistida por aire

Para modelar este equipo se utiliza el evaporador asistido por aire presente en EES, este modelo utiliza el método de efectividad-NTU, el cual se describe mediante las ecuaciones 2.1 a 2.9.

El caudal del aire que ingresa al evaporador esta dado por los ventiladores, cuyo valor corresponde a $5140 [m^3/h]$.

Evaporador de la bomba de calor asistida por radiación solar

Para modelar el evaporador de la bomba de calor asistida por radiación solar se utilizan las ecuaciones 2.20 a 2.22, sin embargo para utilizar estas ecuaciones es necesario procesar los datos atmosféricos obtenidos del explorador solar [4]. Para ello se usa la ecuación de cielo isotrópico 2.10, donde se considera que la inclinación de los colectores es de 30° grados y la ubicación del sistema en Santiago es latitud $-33,44$ y longitud $-70,65$, la cual corresponde a la azotea del edificio poniente de Beauchef 851.

El colector utilizado para realizar este modelo está compuesto por cuatro canales, cuyas dimensiones se expresan en la Tabla 3.1. En cuanto al modelo, se considera que el flujo másico se distribuye de manera uniforme en los conductos, por lo que se analiza el comportamiento del refrigerante dentro de un conducto y se extrapola los resultados obtenidos al colector completo.

Tabla 3.1: Datos del colector solar.

Variable		Valor	Unidades
Largo	L_p	2000	[mm]
Ancho	W_p	800	[mm]
Espesor del colector	t_f	10	[mm]
Largo del conducto	L_t	7900	[mm]
Diámetro interior de los conductos	d_{in}	8,8	[mm]
Distancia entre conductos	$2 \cdot L_m$	60	[mm]
Absortividad [8]	α	0,9	-
Emisividad [25]	ε	0,2-0,33	-

Compresor

El módulo del compresor requiere de la temperatura de evaporación; el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del evaporador; la entalpía del refrigerante en la salida del evaporador; la presión de inyección de vapor y la presión de condensación, con estos datos se obtiene el flujo másico que ingresa al evaporador; el flujo másico de la inyección de vapor; la entalpía y la temperatura del refrigerante en la salida del compresor.

El modelo de este componente se basa, como se mencionó anteriormente, en el compresor scroll hermético modelo ZH18KVE-TFD de la marca Copeland, que se encuentra en la bomba de calor ubicada en Beauchef 851. Este compresor es definido mediante el modelo propuesto por Cuevas et al.[15] junto con lo propuesto por Tello-Oquendo et al. [16], lo cual se expresa mediante de las ecuaciones 2.23 a 2.26.

Para obtener los parámetros del compresor, es decir, la razón volumétrica y el coeficiente de perdidas mecánicas, se itera el modelo del compresor variando los valores de estos parámetros. Para obtener la razón volumétrica del compresor, se itera el modelo variando el valor de la razón volumétrica entre 2 a 3, ya que como fue mencionado anteriormente, dentro de este rango se obtiene la mayor eficiencia volumétrica e isoentrópica del compresor [15]. Junto con esto, el valor del coeficiente de perdidas mecánicas y el valor de la presión de inyección de vapor varía. Las iteraciones se realizan bajo ciertas condiciones de operación (temperatura de evaporación, de condensación y un grado de sobrecalentamiento determinado), los resultados obtenidos se comparan con los datos entregado por el fabricante del compresor (Apéndice F), el valor de la razón volumétrica se va ajustando hasta que los resultados se asemejen a los datos entregados por el fabricante. Una vez obtenido este valor, se procede a determinar el coeficiente de perdidas mecánicas, para esto se vuelve iterar el modelo, pero esta vez se fija el valor de la razón volumétrica, además los valores obtenidos se comparan con los datos entregados por el fabricante de la bomba de calor (Apéndice E). Dichos valores se observan en la Tabla 3.2. El error presentado en la tabla corresponde a la diferencia entre los valores obtenidos del modelo con respecto a los datos entregado por los fabricantes.

Por último, es importante mencionar que el modelo del compresor no considera las pérdidas de carga en la succión, además, se desprecia la transferencia de calor entre el refrigerante y el motor del compresor, debido que para establecer estos valores es necesario realizar mediciones en un compresor que se encuentre funcionando, lo cual no fue posible realizar.

Tabla 3.2: Parámetros de operación del compresor.

Variable		Valor	Error [%]
Razón volumétrica	R	2,30	5,5
Coefficiente de pérdidas mecánicas	α	0,34	2,4

Condensador

El módulo de este componente requiere de la entalpía junto con la temperatura del refrigerante en la salida del compresor, mediante estos datos se obtiene la energía que entrega la bomba de calor junto con las propiedades termodinámicas del fluido cuando está completamente condensado (título de vapor igual a 0).

Economizador

El módulo del economizador requiere de la presión de condensación, la presión de inyección de vapor y la entalpía del refrigerante en la salida del condensador, con estos datos se obtiene la entalpía en la entrada del evaporador, junto con la entalpía con que ingresa el refrigerante en la inyección de vapor.

El modelo del economizador considera que el refrigerante que ingresa en la inyección de vapor posee un sobrecalentamiento de 5 °C. Se utiliza este valor debido que en la literatura consultada se encontró un modelo de bomba de calor con los mismos componentes que la bomba de calor presente en Beauchef 851, donde se utiliza este sobrecalentamiento [18].

3.1.2. Funcionamiento del modelo de la bomba de calor

El funcionamiento del programa realizado en EES se muestra en la Figura 3.2. En él, se observa que en primer lugar el programa define una temperatura de evaporación, un grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador y una presión de inyección de vapor. Estos valores se ingresan al módulo del compresor en donde se calcula el flujo másico que ingresa en el evaporador; el flujo másico en la inyección de vapor; la entalpía de salida del compresor y la potencia consumida por el compresor. Luego se ingresan al módulo del condensador, donde se obtiene el calor cedido por la bomba de calor. En seguida se accede al módulo del economizador donde se obtiene la entalpía del refrigerante en la entrada del evaporador. Por último, se ingresa al módulo del evaporador, en donde se utiliza el flujo másico obtenido del módulo del compresor, junto con la entalpía del refrigerante entregada por el módulo del economizador. Con estos valores y los datos atmosféricos se obtiene el calor absorbido por el evaporador junto con el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida de este.

Una vez obtenido el calor absorbido en el evaporador junto con el grado de sobrecalentamiento del refrigerante, se comparan estos resultados con los valores definidos en un principio. Para comparar el calor absorbido por el refrigerante se debe calcular el calor necesario para obtener el grado de sobrecalentamiento definido inicialmente. Para realizar esta comparación se define la función θ , la cual se expresa mediante la ecuación 3.1, esta es la función que se busca minimizar con el algoritmo genético presente en EES, ya que el valor obtenido de la ecuación 3.1 se compara con el valor obtenido con la iteración anterior, en caso que θ sea menor al valor anterior se almacena los valores de la temperatura de evaporación, el grado de

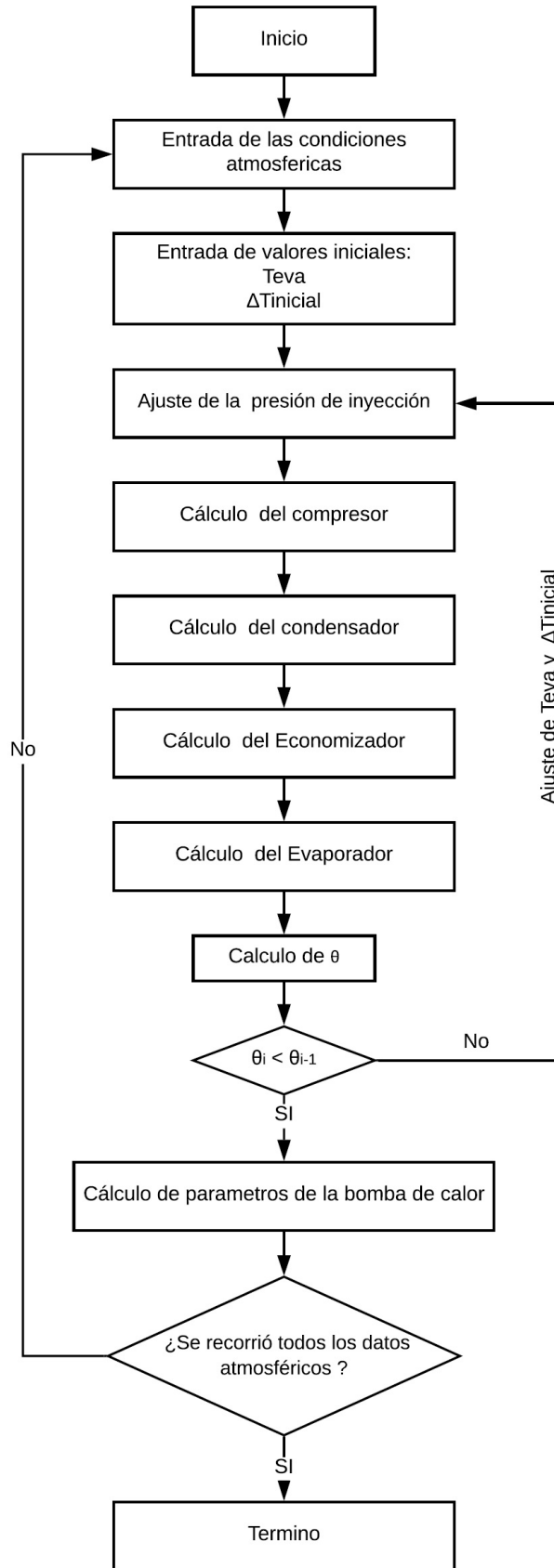


Figura 3.1: Esquema de funcionamiento del programa de bomba de calor

sobrecalentamiento del refrigerante en la salida de evaporador y la presión de la inyección de vapor, una vez almacenados estos datos se realiza una nueva iteración con distintos valores, esto sucede hasta recorrer todas las generaciones definidas en el algoritmo genético. Luego de analizar todas las generaciones, se entregan los parámetros obtenidos en cada módulo junto con el valor de la función θ , posterior a esto, se procede a analizar la siguiente condición atmosférica.

$$\theta = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(\left(\frac{\dot{Q}_{eva, inicial} - \dot{Q}_{eva, evapo}}{\dot{Q}_{eva, inicial}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{inicial} - \Delta T_{sobre, evapo}}{\Delta T_{inicial}} \right)^2 \right)} \quad (3.1)$$

Calculo de la presión de inyección de vapor

Para reducir la cantidad de variables que se iteran junto con acotar las soluciones que arroja el programa, se establece una relación entre la presión de inyección y la temperatura de evaporación. Para esto se simula el modelo bajo ciertas condiciones (temperatura atmosférica, grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador y presión de condensación), idénticas a las condiciones de operación entregadas en la hoja de datos de la bomba de calor (Apéndice F). Se realizan cinco simulaciones en donde se varía los parámetros del algoritmo genético, de las simulaciones se obtiene distintas presiones de inyección. Con estas presiones se determina la relación que se observa en la Figura 3.2, donde se muestra que esta presenta un coeficiente de determinación de 99,74 %.

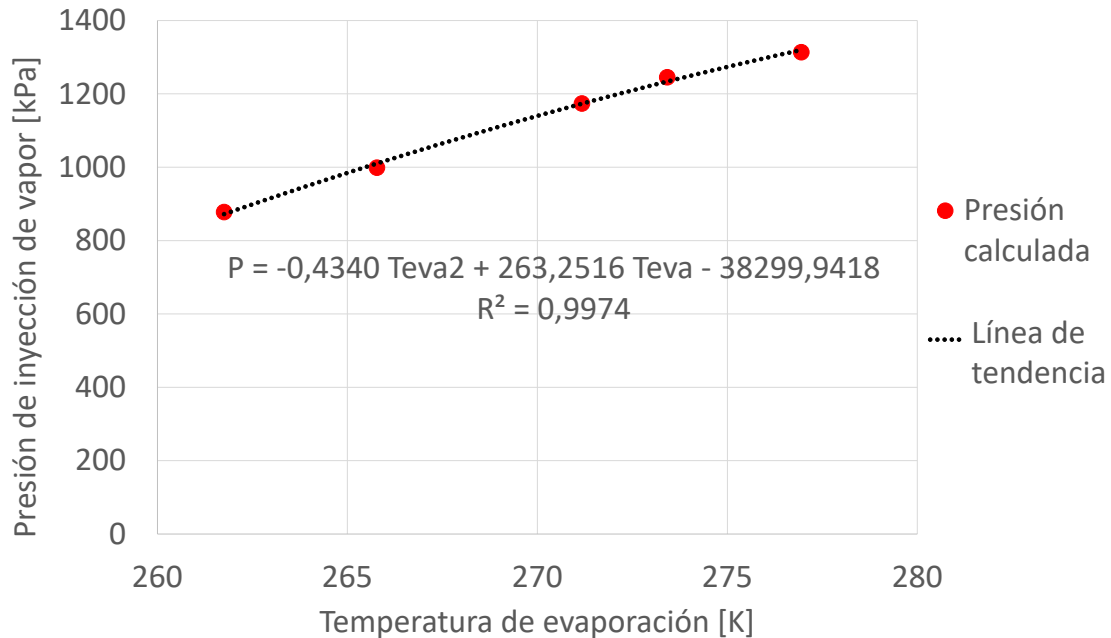


Figura 3.2: Relación entre la presión de inyección y la temperatura de evaporación

3.1.3. Validación del modelo

Una vez que se definen los parámetros del modelo (razón volumétrica, coeficiente de pérdidas mecánicas del compresor y la relación entre la presión de inyección y temperatura de

evaporación) se procede su validación, para esto se compara los resultados arrojados por el modelo con los datos entregados por el fabricante de la bomba de calor. Se observa en las Figuras 3.3 y 3.4 que los valores obtenidos con el modelo presentan un error menor al 10% con respecto a datos del fabricante, por lo que se considera que el modelo es adecuado para analizar el funcionamiento de la bomba de calor asistida por aire ubicada en el edificio Beauchef 851.

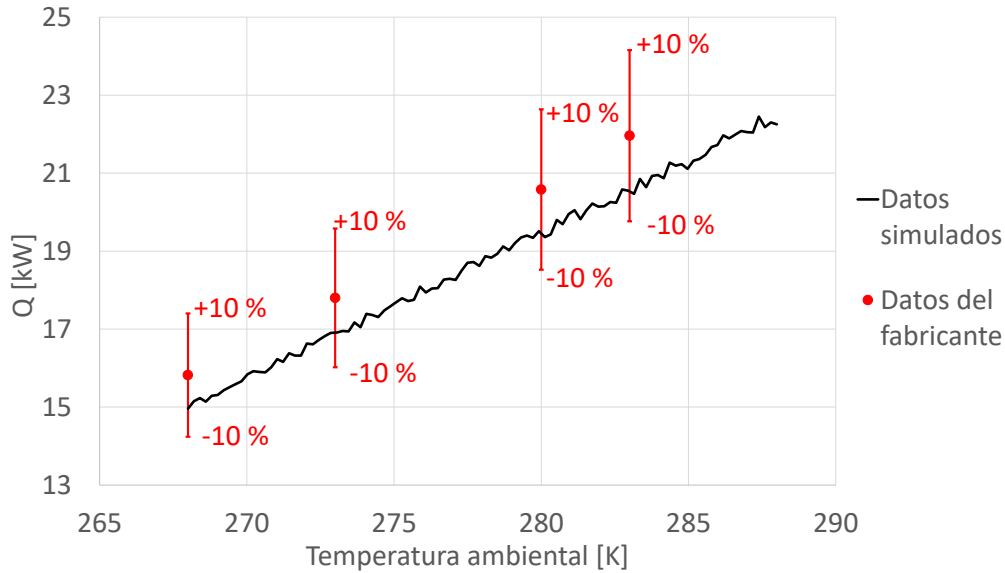


Figura 3.3: Validación de los valores obtenidos del modelo con respecto a los datos entregados por el fabricante de la bomba de calor del calor cedido.

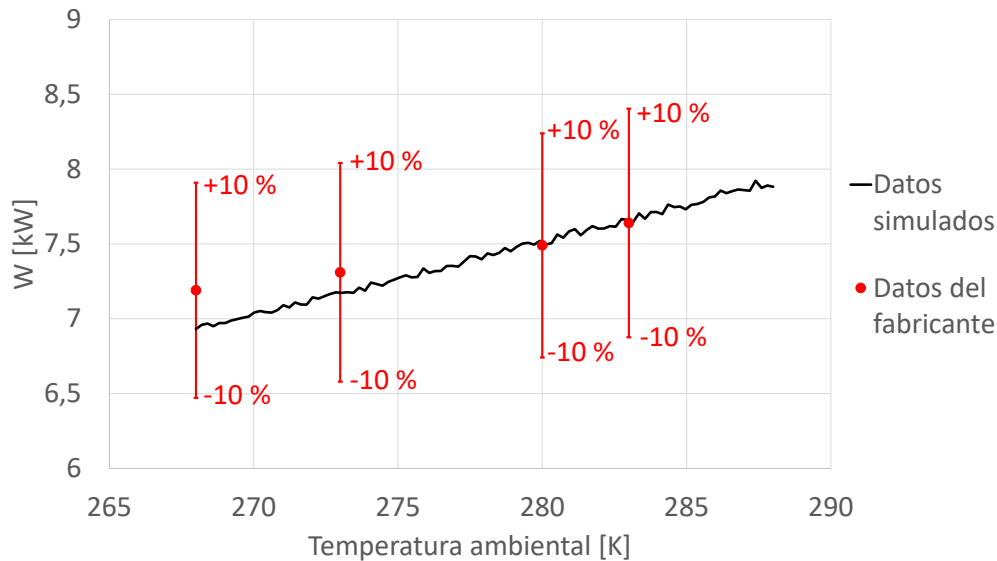


Figura 3.4: Validación de los valores obtenidos del modelo con respecto a los datos entregado por el fabricante de la bomba de calor de la potencia consumida por el compresor.

3.2. Simulación de los modelos de bombas de calor

Una vez que se valida el modelo, se procede a simular la bomba de calor asistida por aire junto con las bombas de calor asistida por radiación solar. Se simulan configuraciones con 10, 20, 25, 30, 40 y 50 colectores solares con la finalidad de determinar la configuración óptima para la localidad analizada, para esto se analiza el desempeño junto con los ahorros generados de cada configuración. Los resultados obtenidos con las configuraciones se comparan con los resultados obtenidos con la bomba de calor asistida por aire, con el objetivo de determinar si los colectores solares presentan un mayor beneficio en la bomba de calor que el radiador y para determinar la configuración óptima para la localidad.

Para analizar el funcionamiento anual de estos sistemas se realiza un modelo subrogado, el cual permite evaluar con mayor rapidez los sistemas en distintas localidades. Para realizar este modelo, en primer lugar se debe simular las bombas de calor bajo determinadas condiciones meteorológicas (temperatura ambiental, radiación solar y velocidad del viento) en EES. Con los valores obtenidos se crea una matriz de datos, la cual se introduce en un programa realizado en Python. Este programa, mediante la matriz de datos y las condiciones meteorológicas de la localidad analizada, determina los parámetros de funcionamiento de las bombas de calor (calor cedido y la potencia consumida por la bomba de calor).

El método utilizado para obtener los parámetros de funcionamiento varía según el tipo de bomba de calor que se analiza. Los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor asistida por aire se obtienen mediante una interpolación simple de los datos obtenidos del modelo simulado en EES, para esto se utiliza solo la temperatura ambiental, puesto que es la única variable que influye en el funcionamiento de este sistema. Por otra parte, para obtener los parámetros de las bombas de calor asistidas por radiación solar se hace uso de árboles de decisión, ya que estos sistemas dependen de la velocidad del aire, temperatura ambiental y radiación solar.

3.2.1. Árbol de decisión en Python

Los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor asistida por radiación solar se obtienen mediante dos árboles de decisión, estos árboles permiten clasificar las condiciones atmosféricas y estimar los parámetros de funcionamiento correspondientes a la condición meteorológica ingresada.

El árbol de decisión que clasifica las condiciones atmosféricas, determina si la condición ingresada está dentro del rango de operación de la bomba de calor, para establecer este rango se asigna una identificación positiva a aquellas condiciones meteorológicas simuladas en EES que arrojan un valor de θ menor a 1 %. Se escoge este porcentaje debido que al analizar los resultados obtenidos con EES, se tiene que aquellos resultados con un valor de θ mayor a 1 % presentan diferencias considerables entre los valores iterados con los obtenidos por el modelo. Para determinar si la condición atmosférica ingresada está dentro del rango de operación, este árbol establece si la condición meteorológica está asociada a una condición simulada que entregue un valor de θ menor a 1 %, en caso que no este relacionada se considera que el sistema está fuera del rango de operación.

Por otro lado, el árbol de decisión que permite estimar los parámetros de funcionamiento

de la bomba de calor a diferencia del árbol anterior solo analiza los datos que cumplen con el rango de operación, es decir, analiza aquellas condiciones meteorológicas que se relacionan con las condiciones simuladas que entregan un valor de θ menor al 1 %.

Para crear los árboles de decisión se requiere contar con datos de entrenamiento junto con datos de testeo. Para esto se utiliza el 75 % de los datos obtenidos de las simulaciones realizadas en EES como datos de entrenamiento, mientras que los datos restantes se utilizan como datos de testeo. Es importante señalar que para entrenar el árbol de decisión que estima los parámetros de operación se utilizan solo los datos simulados que presentan un valor de θ menor al 1 %. En la Tabla 3.3 se observa la precisión y los coeficientes de determinación de cada árbol de decisión para cada configuración de colectores.

Tabla 3.3: Precisión y coeficiente de determinación para cada modelo

Colectores	Árbol de selección	Árbol de parámetros	
	Exactitud	$R^2 W_{comp}$	$R^2 Q_{cond}$
10	0,9848	0,9972	0,9978
20	0,9899	0,9979	0,9988
25	0,9886	0,9974	0,9990
30	0,9924	0,9971	0,9987
40	0,9949	0,9946	0,9971
50	0,9912	0,9948	0,9975

3.2.2. Funcionamiento del programa realizado en Python

El funcionamiento del programa realizado en Python se muestra en la Figura 3.5, se observa que el programa en primer lugar, recibe una condición atmosférica, la cual es evaluada en el árbol clasificador, este árbol establece si la condición atmosférica está dentro del rango de operación de la bomba de calor. En caso de que esté dentro del rango se ingresa al segundo árbol de decisión, el cual entrega los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor en función a la condición meteorológica que se analiza. Por otra parte, en caso de que el árbol clasificador determine que la bomba de calor no opera bajo la condición ambiental ingresada, el programa establece que el calor cedido por la bomba como la potencia consumida por el compresor es cero. Este procedimiento se realiza hasta recorrer todas las condiciones atmosféricas de la localidad.

3.3. Calculo de indicadores

3.3.1. Factor de desempeño estacional (SPF)

Para calcular el SPF se utiliza los parámetros de funcionamiento de las bombas de calor obtenidos para cada localidad mediante el programa realizado en Python. Sin embargo, no se utilizan todos los datos obtenidos, ya que se considera que la bomba de calor funciona desde las 7 a.m. hasta las 8 p.m., además se establece que durante el periodo comprendido entre los meses de enero y febrero la bomba de calor no funciona, debido que en el edificio Beauchef 851 entra en un receso por vacaciones.

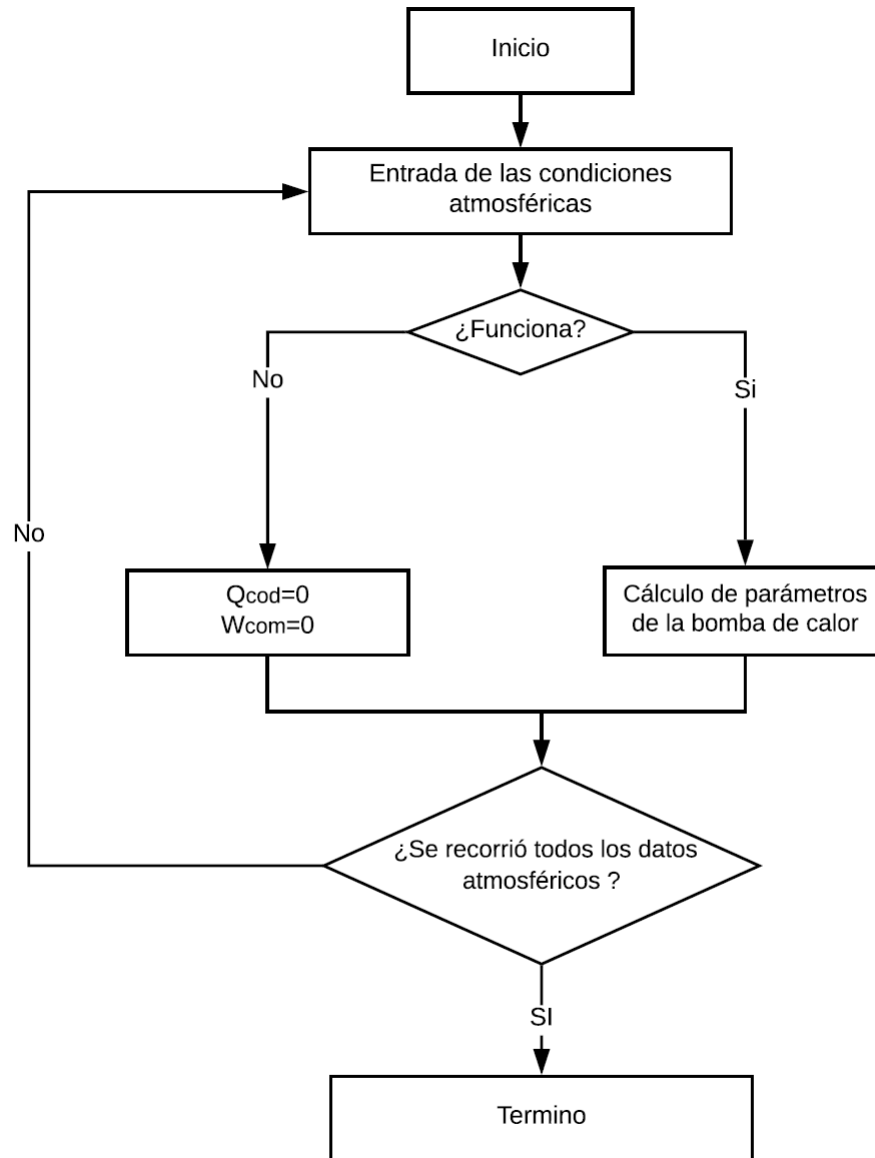


Figura 3.5: Diagrama de funcionamiento programa de árboles de decisión Python.

El valor del SPF de las distintas bombas de calor se obtiene mediante la ecuación 2.30, donde el consumo de equipos auxiliares corresponde solo al consumo de los ventiladores presentes en la bomba de calor asistida por aire. Por otra parte, no se considera los procesos de encendido ni apagado de las bombas de calor.

3.3.2. Indicadores económico (ALCS)

Para obtener los ahorros generados por cada tipo de bomba de calor se utilizan las ecuaciones 2.31 y 2.32. Los valores de los parámetros de las ecuaciones 2.31 y 2.32 se observan en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4: Parámetros utilizados para calcular ALCS

Periodo de análisis	N_e	Se considera un periodo de 20 años, puesto que es la vida útil promedio de los equipos [26].
Financiamiento	D	No se considera préstamo.
Valor patrimonial	V	No se considera impuesto al patrimonio.
Valor de Reventa	R_v	No se considera un valor de reventa al final del periodo.
Costo de mantención	M_s	Se establece que es un 1 % del costo de inversión.
Costo de combustible	C_{fuel}	El precio por kWh térmico producido por el combustible (gas natural) es igual a 36,16 [CPL/kWh] .
Costo de la electricidad	C_{ele}	El precio por kWh de electricidad es de 106,71 [CLP/kWh], que se establece según la tarifa BT1 (tarifa simple de baja tensión) [27].
Costo de adquisición de la bomba de calor	C_{hp}	El cálculo del precio de los sistemas de bombas de calor se explica más adelante.
Costo de instalación de la bomba de calor	$C_{inst, hp}$	Se considera que este valor corresponde a un 30 % del costo de la bomba de calor.[17]
Tasa de inflación general	i	Este valor se obtiene mediante el promedio del valor del IPC de los últimos 5 años, dando un valor de 3,12 %.
Tasa de inflación de combustible	i_f	Se obtiene de los informes emitidos por el Instituto Nacional de Estadísticas de Chile (INE), se utiliza la categoría de combustibles para obtener parámetro. El valor es de 8,87 % [28].
Tasa de inflación de electricidad	i_c	Se considera que este valor es 0 %.
Tasa de descuento	d	Se considera que este valor es de 6 %, lo que corresponde a la rentabilidad mínima esperada.

Costo de combustible

Para obtener el costo del combustible se utiliza la ecuación 3.2, donde se considera que el precio por kilogramo de combustible (c_{fuel}) es igual a 371,30 [CLP/kg]. Este valor se obtiene mediante la tarifa para Gas Natural Comercial AC-11 [29], además se considera que el poder calorífico (HV) del gas es 10,81 [kWh/kg] [30], por otra parte, se considera que la eficiencia de la caldera (η_{th}) es de un 95 %.

$$C_{fuel} = \frac{c_{fuel}}{HV \eta_{th}} \quad (3.2)$$

Costo de adquisición de la bomba de calor

Para obtener el costo de adquisición de la bomba de calor asistida por aire se revisaron distintas bombas de calor existentes en el mercado con diferentes capacidades térmicas. Con esto se obtuvo una expresión que permite relacionar el costo de adquisición con la capacidad nominal de calor que entrega la bomba de calor. Esta expresión se muestra en la ecuación 3.3.

$$C_{hp} = 3,883,501,425 \cdot \ln Q_{nom} - 8,138,740,704 \quad (3.3)$$

La bomba de calor que se estudia posee una capacidad nominal de 21,1 [kW], lo que da un precio de 3.703.115 [CLP]. Se considera que el evaporador abarca un 10 % de este valor,

este porcentaje se obtuvo al consultar distintos precios de evaporadores de tipo radiador con dimensiones similares.

Por otra parte, para obtener el precio de la bomba de calor asistida por radiación solar se considera el precio de la bomba de calor asistida por aire sin el valor del evaporador. Al consultar diversos precios de colectores solares de expansión directa en el mercado, se establece que el precio por colector cuando se compra por unidad es de 100.151 [CLP], mientras que el precio cuando se adquiere grandes cantidades es de 63.786 [CLP]. Para obtener el precio de cada configuración se le agrega al valor de la bomba de calor asistida por aire sin el evaporador el valor de los colectores que se utilice en la configuración.

Capítulo 4

Resultados y Análisis

En este capítulo se analiza el desempeño y la factibilidad económica (en términos de ahorros generados) de las bombas de calor. Para obtener los indicadores de desempeño de cada configuración se utiliza los datos obtenidos con el programa de Python, con los cuales se obtiene el SPF y la fracción solar de cada sistema, según corresponda. Además, se estudia el comportamiento de los sistemas en las estaciones del año (primavera, verano, otoño e invierno), junto con el comportamiento en climas más fríos, para esto se examina el funcionamiento de las bombas de calor en Coyhaique. Se busca encontrar bajo qué condiciones climáticas las bombas de calor asistida por radiación solar presenta un mejor desempeño que la bomba de calor asistida por aire.

Por otra parte, se analiza el comportamiento de las configuraciones con colectores bajo distintas demandas energéticas con la finalidad de determinar la demanda óptima para estos sistemas. Para esto se somete las configuraciones a demandas correspondientes a $1/4$, $1/2$ y $3/4$ de la energía aportada por la bomba de calor asistida por aire.

En relación con el análisis económico, se analiza el indicador de ahorros de ciclo de vida anual (ALCS). Este indicador determina los ahorros generados por cada bomba de calor al reemplazar sistemas que utilizan combustibles fósiles. Con este indicador se estima la bomba de calor que presenta el mayor beneficio en la localidad analizada.

4.1. Desempeño de los sistemas de bomba de calor

Para analizar el desempeño de las bombas de calor se establecen dos indicadores; el factor de desempeño estacional (SPF) y la fracción solar, este último se calcula solo para las bombas de calor asistidas por radiación solar. Estos indicadores se obtienen a partir de los parámetros de funcionamiento, los cuales como se mencionó anteriormente, corresponden a la potencia consumida por el sistema, es decir, la potencia consumida por el compresor y por los equipos auxiliares (ventiladores, en el caso de la bomba de calor asistida por aire), junto con el calor proporcionado por la bomba de calor. Se analiza los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor durante el periodo en que se consume agua caliente en el edificio Beauchef 851, el cual abarca desde el 1 de marzo hasta el 31 de diciembre, en donde el funcionamiento

de los sistemas comprende desde las 7 de la mañana hasta 8 de la tarde.

Además de calcular el desempeño de la bomba de calor y la fracción solar, se cuantifica la cantidad de veces que las bombas de calor asistidas por radiación solar se encuentran fuera del rango de operación, además se contabiliza la cantidad de veces que estas configuraciones producen una mayor cantidad de calor que la bomba de calor asistida por aire.

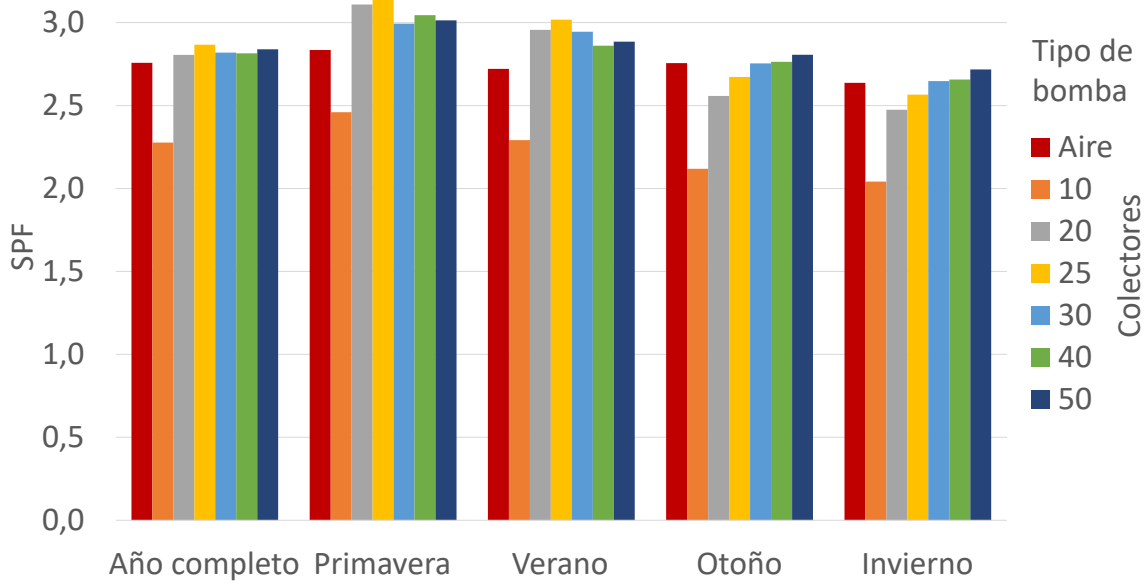
4.1.1. Análisis de Desempeño de los modelos simulados

Una vez que se obtienen los indicadores de desempeño, se comparan los valores obtenidos para las distintas configuraciones con colectores con el indicador obtenido para la bomba de calor asistida por aire en la localidad, los resultados obtenidos en Santiago se muestran en la Figura 4.1. Al analizar el comportamiento durante el año (Ver Figura 4.1a), se observa que las configuraciones sobre 20 colectores presentan un mayor SPF que la bomba de calor asistida por aire, siendo la configuración con 25 colectores la que presenta el SPF más alto. Además, se aprecia que el aumento en la cantidad de colectores no presenta un gran impacto en el desempeño del equipo, ya que como se observa en la Figura 4.1a el valor SPF anual presenta una escasa variación al aumentar la cantidad de colectores, incluso se advierte que al aumentar de 25 a 30 colectores el valor del SPF disminuye. Por otro lado, al examinar la fracción solar de cada configuración (ver Figura 4.1b), se aprecia que la configuración de 25 colectores posee la mayor fracción solar anual, además se observa que a medida que aumenta la cantidad de colectores la fracción solar disminuye. Es importante mencionar que para obtener la fracción solar se considera como demanda la cantidad de calor aportado por la bomba de calor asistida por aire.

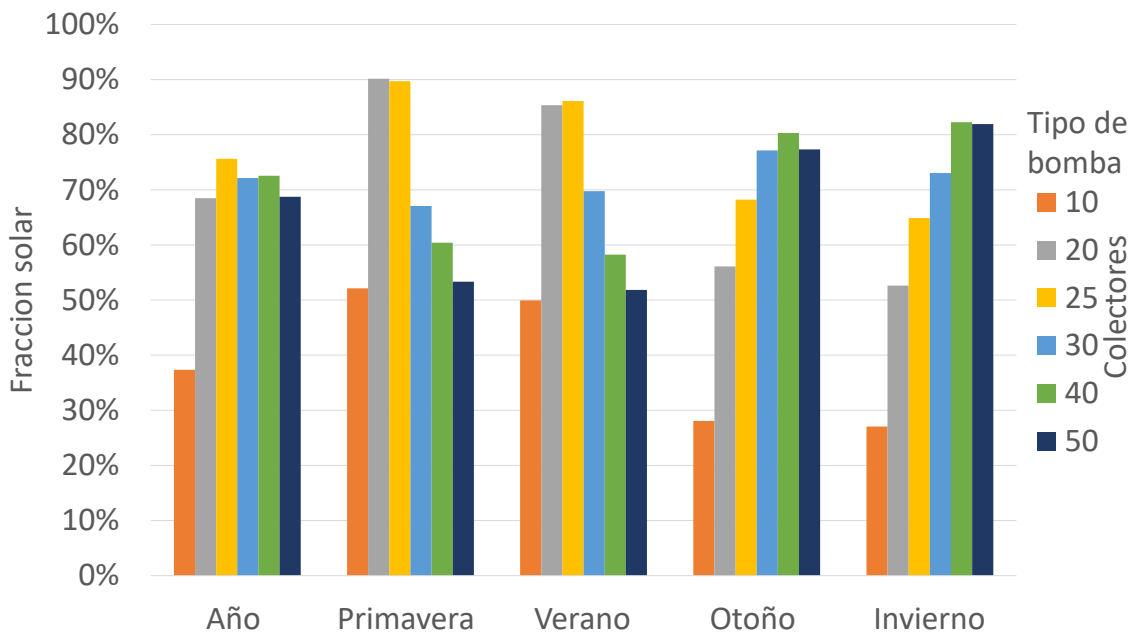
Al examinar el funcionamiento de los sistemas en primavera y verano, se observa que las configuraciones con más de 20 colectores poseen un SPF mayor que el de la bomba de calor asistida por aire, siendo nuevamente la configuración con 25 colectores la que posee el máximo valor, por otra parte, se observa que al aumentar la cantidad de colectores de 25 a 30, nuevamente se reduce el desempeño de la bomba, en especial en primavera. Por otro lado, se aprecia que la mayor fracción solar durante estos periodos se obtiene con las configuraciones con 20 y 25 colectores, mientras que las configuraciones sobre 25 colectores presentan una considerable disminución en la energía que entrega la bomba de calor, siendo la configuración con 50 colectores la más afectada, ya que presenta una fracción solar similar a la configuración con 10 colectores.

Por otro lado, durante los periodos de otoño e invierno se observa que los valores del SPF de las configuraciones con 10, 20 y 25 colectores son menores que el de la bomba de calor asistida por aire, mientras que las configuraciones con 30, 40 y 50 colectores presentan SPF mayores, siendo la configuración con 50 colectores la que presenta el mayor SPF en ambas épocas del año. Al examinar la fracción solar se observa una tendencia ascendente a medida que aumenta la cantidad de colectores, alcanzando un máximo con la configuración de 40 colectores tanto en otoño como en invierno.

Es importante mencionar que, ya sea durante el año como en las distintas estaciones del año, ninguna configuración con colectores logra suplir en su totalidad la energía aportada por la bomba de calor asistida por aire.



(a) SPF.



(b) Fracción solar.

Figura 4.1: Indicadores SPF y Fracción solar en la localidad de Santiago

El comportamiento de las distintas configuraciones con colectores observado en la Figura 4.1, se atribuye a las condiciones ambientales del lugar de estudio, puesto que estos sistemas presentan una mayor dependencia a la radiación solar, a la temperatura ambiental y a la velocidad del viento. Para comprender los resultados obtenidos, se analiza en primer lugar, la cantidad de veces que las condiciones ambientales se encuentran fuera del rango de funcionamiento de las bombas de calor, para esto se examina el comportamiento horario de las distintas configuraciones durante el año y en las épocas del año. Al analizar los resultados

se observa que la causa del cese del funcionamiento de los sistemas está relacionada con la cantidad de colectores que posee la configuración, ya que como se observa en la Figura 4.2 las configuraciones con más de 25 colectores presentan una gran cantidad de casos de cese de funcionamiento en las horas con altos niveles de radiación solar (entre las 10 a las 16 horas), esto se atribuye a que bajo estas condiciones meteorológicas estas configuraciones salen de su rango de operación. Por otra parte, se observa que los sistemas con 10, 20 y 25 colectores presentan una gran cantidad de casos que las configuraciones dejan de funcionar en las horas con bajos niveles de radiación solar (entre las 7 a las 10 y entre las 17 a 20 horas). Esto ocurre debido a que bajo estas condiciones atmosféricas no alcanzan a estar dentro del rango de funcionamiento de estas configuraciones.

Al analizar el comportamiento de las bombas de calor durante primavera y verano, se tiene que las configuraciones con 30, 40 y 50 colectores presentan una gran cantidad de casos de cese del funcionamiento entre las 12 a las 16 horas, siendo la configuración con 50 colectores la que presenta la mayor cantidad de casos (ver Figura 4.2). La gran cantidad de casos genera un gran impacto en el funcionamiento de estas configuraciones, ya que el cese en el funcionamiento durante estas horas provoca que la cantidad de energía entregada por estas configuraciones sea considerablemente menor, esto se reflejado en la Figura 4.1b en donde los sistemas con 30, 40 y 50 colectores presentan una fracción solar en primavera y verano menor que la obtenida por configuraciones con 20 y 25 colectores. Por otra parte, al analizar los casos de cese de funcionamiento de las configuraciones con 10, 20 y 25 colectores se observan que estos sistemas presentan una gran cantidad de casos en aquellas horas en que la radiación solar junto con la temperatura ambiental es menor.

Durante otoño e invierno, se observa que las configuraciones con 30, 40 y 50 colectores presentan una reducción en la cantidad de caso en que el sistema deja de funcionar (ver Figura 4.2), esto se atribuye a que durante estas estaciones del año la radiación solar junto con la temperatura son menores, lo que permite que estas configuraciones funcionen durante más tiempo, es por esto que al observa la Figura 4.1b se aprecia que las configuraciones con 30, 40 y 50 colectores presentan una mayor fracción solar que las configuraciones de 20 y 25 colectores. Por otra parte, en la Figura 4.2) se observa que los sistemas con 10, 20 y 25 colectores presentan un aumento entre las 7 a las 11 y entre las 17 a las 20 horas en la cantidad de casos que el sistema deja de funcionar, esto se atribuye a las bajas temperaturas y a los bajos niveles de radiación solar durante estas estaciones del año, ya que todos los sistemas absorben una menor cantidad de energía bajo estas condiciones atmosféricas. Es por esto que las configuraciones con 30, 40 y 50 colectores a pesar de presentan una mayor fracción solar en estas épocas del año (ver Figura 4.1b), debido a la mayor cantidad de colectores (lo que permite absorber más cantidad de energía) junto con presentan una reducción en la cantidad de casos en que los sistemas dejan de funcionar, la fracción solar máxima obtenida por la configuración de 40 colectores es inferior a la obtenida por la configuración con 25 colectores en primavera en verano. Lo planteado anteriormente explica el bajo desempeño de los sistemas con 10, 20 y 25 colectores durante estas épocas del año, ya que se presenta una considerable reducción en la cantidad de energía que aportan estas configuraciones producto de la condiciones atmosféricas junto con que presentan un aumento a lo largo del día en la cantidad de veces que estos sistemas dejan de funcionar.

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Año	10	272	216	103	77	57	45	42	42	56	63	161	256	305	305
	20	231	97	33	47	28	10	8	5	19	15	11	129	220	275
	25	208	83	27	28	31	50	61	38	8	6	4	63	123	139
	30	172	60	20	69	92	106	109	88	51	1	3	34	68	83
	40	63	23	11	88	129	150	155	142	104	37	0	0	2	3
	50	23	3	61	113	151	181	186	173	141	80	3	0	0	0
Primavera	10	62	29	15	9	4	7	7	2	4	6	12	52	91	91
	20	26	16	2	4	0	1	0	0	0	0	0	1	32	71
	25	25	11	1	0	7	35	45	28	0	0	0	0	6	11
	30	16	9	1	45	62	70	69	64	38	0	0	0	2	4
	40	8	4	4	68	76	78	79	77	69	23	0	0	0	0
	50	0	0	53	74	78	78	81	80	75	53	0	0	0	0
Verano	10	25	10	0	0	1	2	1	2	1	1	3	19	29	29
	20	20	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	16	28
	25	14	0	0	0	6	9	14	7	0	0	0	0	4	13
	30	14	0	0	5	15	24	25	23	9	0	0	0	1	4
	40	1	0	2	15	26	26	26	24	24	14	0	0	0	0
	50	0	0	8	24	26	27	26	25	26	22	3	0	0	0
Otoño	10	93	88	44	27	15	13	15	20	28	28	78	93	93	93
	20	93	36	15	16	8	4	3	0	8	4	2	57	84	89
	25	81	32	11	11	7	4	0	0	3	2	0	28	52	55
	30	65	24	9	7	5	6	7	0	3	0	0	10	21	33
	40	16	12	0	1	18	29	29	24	10	0	0	0	0	1
	50	1	0	0	8	27	46	48	41	25	5	0	0	0	0
Invierno	10	92	89	44	41	37	23	19	18	23	28	68	92	92	92
	20	92	45	16	27	19	5	5	5	11	11	9	71	88	87
	25	88	40	15	17	11	2	2	3	5	4	4	35	61	60
	30	77	27	10	12	10	6	8	1	1	1	3	24	44	42
	40	38	7	5	4	9	17	21	17	1	0	0	0	2	2
	50	22	3	0	7	20	30	31	27	15	0	0	0	0	0

Figura 4.2: Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante el año en Santiago.

Junto con analizar la cantidad de veces en que las condiciones meteorológicas se encuentran fuera del rango de operación, se estudia la cantidad de veces que las condiciones atmosféricas son favorables, es decir, aquellas condiciones meteorológicas que permiten a las configuraciones con colectores solares entregar una mayor cantidad de calor que la bomba de calor asistida por aire. Al analizar el comportamiento anual de los sistemas (ver Figura 4.3), se observa que la configuración con 20 colectores presenta un mejor comportamiento en los horarios con altos niveles de radiación solar, no obstante, la configuración con 25 colectores presenta un mejor funcionamiento a lo largo del día debido que presenta más horas con casos favorables que la configuración con 20 colectores. Por otra parte, se advierte que los sistemas con 40 y 50

colectores presentan una mayor cantidad de casos favorables en aquellos tramos horarios con bajos niveles de radiación solar, mientras que en las horas de mayor radiación estos sistemas presentan una notoria reducción de los casos favorables. Se aprecia que la configuración con 30 colectores presenta un comportamiento intermedio, ya que posee más casos favorables en las horas de menor radiación que las configuraciones con 20 y 25 colectores, mientras que en las horas de mayor radiación presenta una mayor cantidad de casos que los sistemas con 40 y 50 colectores.

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Año	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	76	137	178	202	197	182	141	77	1	0	0	0
	25	0	50	113	183	201	182	168	193	192	131	39	0	0	0
	30	0	64	138	159	144	124	129	149	172	157	78	0	0	0
	40	0	79	178	138	100	93	95	108	127	171	120	22	0	0
	50	48	125	182	121	110	92	89	102	115	182	161	70	0	0
Primavera	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	65	77	79	78	81	80	76	59	0	0	0	0
	25	0	46	68	80	74	47	38	56	80	76	30	0	0	0
	30	0	57	68	35	21	12	15	20	43	78	56	0	0	0
	40	0	59	69	13	10	9	7	11	15	59	72	14	0	0
	50	42	64	32	9	9	10	7	10	12	32	80	48	0	0
Verano	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	9	24	26	26	26	25	24	18	1	0	0	0
	25	0	4	24	24	22	19	13	18	26	25	9	0	0	0
	30	0	7	25	21	14	4	3	4	19	26	21	0	0	0
	40	0	8	25	14	2	2	3	3	4	14	26	8	0	0
	50	6	27	21	5	2	2	3	3	3	6	25	22	0	0
Otoño	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	0	17	41	53	45	39	18	0	0	0	0	0
	25	0	0	9	47	58	64	64	62	42	13	0	0	0	0
	30	0	0	14	57	61	59	58	66	59	26	0	0	0	0
	40	0	0	35	63	47	39	41	45	53	54	12	0	0	0
	50	0	15	64	59	54	37	36	41	46	75	29	0	0	0
Invierno	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	2	19	32	45	45	38	23	0	0	0	0	0
	25	0	0	12	32	47	52	53	57	44	17	0	0	0	0
	30	0	0	31	46	48	49	53	59	51	27	1	0	0	0
	40	0	12	49	48	41	43	44	49	55	44	10	0	0	0
	50	0	19	65	48	45	43	43	48	54	69	27	0	0	0

Figura 4.3: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el año en Santiago.

Al examinar la cantidad de casos favorables de las distintas configuraciones durante primavera y verano, se observa que el sistema que presenta una mayor cantidad de casos favorable

en las horas de mayor radiación solar es la configuración con 20 colectores (ver la Figura 4.3), esto explica que la fracción solar en primavera para esta configuración sea mayor. Por otro lado, se observa que la configuración de 25 colectores presenta un comportamiento similar en los periodos de primavera y verano, puesto que en ambas épocas se aprecia que la cantidad de favorables desciende al aumentar los niveles de radiación solar. Si bien la cantidad de casos favorables de la configuración de 20 colectores es mayor que los obtenidos por la configuración con 25 colectores en verano, la configuración de 25 colectores presenta una mayor fracción solar en este periodo (ver la Figura 4.1b), esto se atribuye a que esta última entrega una mayor cantidad de energía en los casos favorables, debido que absorbe una mayor cantidad de energía del ambiente. En cuanto a las configuraciones con 30, 40 y 50 como se observó anteriormente, estos sistemas presentan grandes dificultades para funcionar en las horas con mayor radiación, siendo la configuración con 50 colectores la que presenta la menor cantidad de casos favorables y a la vez es la configuración con mayor cantidad de veces en que el sistema deja de funcionar en las horas con altos niveles de radiación (ver Figura 4.2) .

Por otro lado, al analizar los casos favorables de las distintas configuraciones en otoño e invierno, se observa que estos se concentran en las horas de mayor radiación, siendo las configuraciones con 25 y 30 colectores las que presentan una gran cantidad de casos favorables durante estas horas (ver la Figura 4.3), por otro lado las configuraciones con 40 y 50 colectores presentan un aumento considerablemente en la cantidad de casos favorables durante estas horas, esto se atribuye a la reducción de casos en que estos sistemas dejan de funcionar durante estas épocas del año. Se observa que la configuración con 40 colectores presenta una cantidad considerable de casos favorable junto con una baja cantidad de veces en que el sistema deja de funcionar a lo largo del día, lo que permite que este sistema presente una gran la cantidad de energía transferida durante el día, es por esto que esta configuración presenta la mayor fracción solar durante estas épocas del año (ver Figura 4.1b). Por otra parte, el alto desempeño obtenido por la configuración con 50 colectores durante otoño e invierno, se debe a que este sistema al contar con una gran cantidad de colectores y presentar una menor cantidad de veces en que el sistema deja de funcionar en comparación con primavera y verano, produce una gran cantidad de energía en las horas que opera, es por esto que a pesar de contar con una mayor cantidad de casos en que el sistema no funciona durante las horas de mayor radiación su fracción solar es alta.

De los análisis realizados se concluye que la configuración con 25 colectores se adapta mejor a las condiciones atmosféricas de Santiago a lo largo del año, ya que cuenta con una baja cantidad de casos en que el sistema deja de funcionar junto con una gran cantidad de casos favorables, los cuales producen una mayor cantidad de energía que el sistema con 20 colectores, es por esto que esta configuración presenta el mayor SPF durante el año (ver Figura 4.1a). Sin embargo, se observa que las bombas de calor con 30, 40 y 50 colectores presentan un mejor comportamiento en los climas fríos, ya que entregan una mayor cantidad de energía cuando se tiene bajos niveles de radiación solar (ver la Figura 4.3), además, estas configuraciones presentan una disminución en la cantidad de casos en que el sistema deja de funcionar en estos climas (ver la Figura 4.2). Por otra, parte se tiene que la configuración con 20 colectores funciona adecuadamente en climas cálidos, ya que en los periodos con mayor radiación y temperatura es la configuración que presenta la mayor cantidad de casos favorables (ver la Figura 4.3) junto con la menor cantidad de casos en que el sistema deja de funcionar producto que las condiciones atmosféricas se encuentran fuera del rango de

operación de los sistemas, como se observa en la Figura 4.2. Por último, es importante mencionar que la configuración con 10 colectores es la configuración que presenta el peor desempeño en el funcionamiento bajo las condiciones meteorológicas de Santiago, debido que estos sistemas captan una baja cantidad de energía.

Cabe destacar que los sistemas con colectores solares presentan valores superiores de SPF que el obtenido con la bomba de calor asistida por aire, no obstante, ninguna configuración logra suplir en su totalidad la energía aportada por la bomba de calor asistida por aire. Es por esta razón que se analiza los sistemas bajo distintas demandas. Para esto se realiza un análisis con una demanda correspondiente a $1/4$, $1/2$ y $3/4$ de la energía aportada por la bomba de calor asistida por aire.

Análisis de las bombas de calor asistidas por radiación solar bajo distintas demandas energéticas

Cabe señalar que en este análisis solo se estudia la variación en los casos favorables junto con la variación en la fracción solar de las configuraciones con colectores solares al disminuir la demanda. Este análisis no estudia los casos en que la bomba de calor deja de funcionar, ya que estos se mantienen constante puesto que dependen de las condiciones meteorológicas.

En la Figura 4.4 se aprecia que al reducir la demanda a un cuarto todas las configuraciones presentan un aumento en la cantidad de casos favorables anuales, siendo la configuración con 10 colectores la que presenta el mayor aumento de casos. Además, se observa que la configuración con 20 colectores posee la mayor cantidad de casos favorables durante los periodos de mayor radiación, mientras que las configuraciones con 40 y 50 colectores presentan casi un 100 % de casos favorables durante las 17 hasta las 20 horas. Al observar el comportamiento de las distintas configuraciones durante primavera y verano, se aprecia que la configuración con 20 colectores posee casi un 100 % de casos favorables durante las horas con mayor radiación (ver Figura 4.5), mientras que las configuraciones sobre 20 colectores presentan una baja cantidad de casos favorables durante estas horas, sin embargo, se aprecia que en las horas con menor radiación estas configuraciones poseen una gran cantidad de casos. Durante otoño e invierno se observa que la configuración con 25 colectores presenta la mayor cantidad de casos favorables a lo largo del día, mientras que las configuraciones sobre 25 colectores experimentan un aumento considerable en la cantidad de casos favorables en las horas con mayor radiación, sin embargo, los sistemas con 10 y 20 colectores disminuyen su cantidad de casos favorables durante estos periodos del año. Se aprecia además que durante otoño las configuraciones con menos de 40 colectores presentan una gran cantidad de casos favorables durante las horas con mayor radiación solar, mientras que las configuraciones con 40 y 50 experimentan un aumento de casos favorables en invierno durante estas horas, específicamente entre las 11 hasta las 15 horas.

Demanda	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Completo	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	76	137	178	202	197	182	141	77	1	0	0	0
	25	0	50	113	183	201	182	168	193	192	131	39	0	0	0
	30	0	64	138	159	144	124	129	149	172	157	78	0	0	0
	40	0	79	178	138	100	93	95	108	127	171	120	22	0	0
	50	48	125	182	121	110	92	89	102	115	182	161	70	0	0
1/4	10	33	89	202	228	248	260	263	263	249	242	144	49	0	0
	20	74	208	272	258	277	295	297	300	286	290	294	176	85	30
	25	97	222	278	277	274	255	244	267	297	299	301	242	182	166
	30	133	245	285	236	213	199	196	217	254	304	302	271	237	222
	40	242	282	294	217	176	155	150	163	201	268	305	305	303	302
	50	282	302	244	192	154	124	119	132	164	225	302	305	305	305

Figura 4.4: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/4 durante el año en Santiago.

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Primavera	10	29	62	76	82	87	84	84	89	87	85	79	39	0	0
	20	65	75	89	87	91	90	91	91	91	91	91	90	59	20
	25	66	80	90	91	84	56	46	63	91	91	91	91	85	80
	30	75	82	90	46	29	21	22	27	53	91	91	91	89	87
	40	83	87	87	23	15	13	12	14	22	68	91	91	91	91
	50	91	91	38	17	13	13	10	11	16	38	91	91	91	91
Verano	10	4	19	29	29	28	27	28	27	28	28	26	10	0	0
	20	9	29	29	29	28	29	29	29	29	29	29	29	13	1
	25	15	29	29	29	23	20	15	22	29	29	29	29	25	16
	30	15	29	29	24	14	5	4	6	20	29	29	29	28	25
	40	28	29	27	14	3	3	3	5	5	15	29	29	29	29
	50	29	29	21	5	3	2	3	4	3	7	26	29	29	29
Otoño	10	0	5	49	66	78	80	78	73	65	65	15	0	0	0
	20	0	57	78	77	85	89	90	93	85	89	91	36	9	4
	25	12	61	82	82	86	89	93	93	90	91	93	65	41	38
	30	28	69	84	86	88	87	86	93	90	93	93	83	72	60
	40	77	81	93	92	75	64	64	69	83	93	93	93	93	92
	50	92	93	93	85	66	47	45	52	68	88	93	93	93	93
Invierno	10	0	3	48	51	55	69	73	74	69	64	24	0	0	0
	20	0	47	76	65	73	87	87	87	81	81	83	21	4	5
	25	4	52	77	75	81	90	90	89	87	88	88	57	31	32
	30	15	65	82	80	82	86	84	91	91	91	89	68	48	50
	40	54	85	87	88	83	75	71	75	91	92	92	92	90	90
	50	70	89	92	85	72	62	61	65	77	92	92	92	92	92

Figura 4.5: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/4 durante las estaciones del año en Santiago.

Al observar la fracción solar obtenida bajo esta nueva demanda, la cual se muestra en la Figura 4.6, se advierte que todas las configuraciones presentan una fracción solar sobre el 100 %, es decir, todos los sistemas suplen una mayor cantidad de energía que la demanda, incluso algunas configuraciones entregan una cantidad de energía que supera casi 3 veces la demanda. Al observar la fracción solar en primavera y verano se observa que las configuraciones con 20 y 25 colectores presentan una fracción solar cercana al 350 %. Mientras que en otoño e invierno se tiene que los sistemas con 40 y 50 colectores poseen una fracción solar cercanas al 300 %. Es importante mencionar que, si bien todos los sistemas logran suplir en su totalidad la nueva demanda, los sistemas se encuentran sobre estimados, ya que entregan una cantidad de energía mayor a la requerida. Es por esto que no se consideran factibles las configuraciones bajo esta nueva demanda, puesto que se requiere de algún método de almacenamiento junto con un sistema de control que apague la bomba de calor en ciertas horas debido que se esta produciendo una cantidad de calor excesiva, este tipo de análisis escapa de los alcances de este trabajo por lo que se opta por no considerar factible esta demanda.

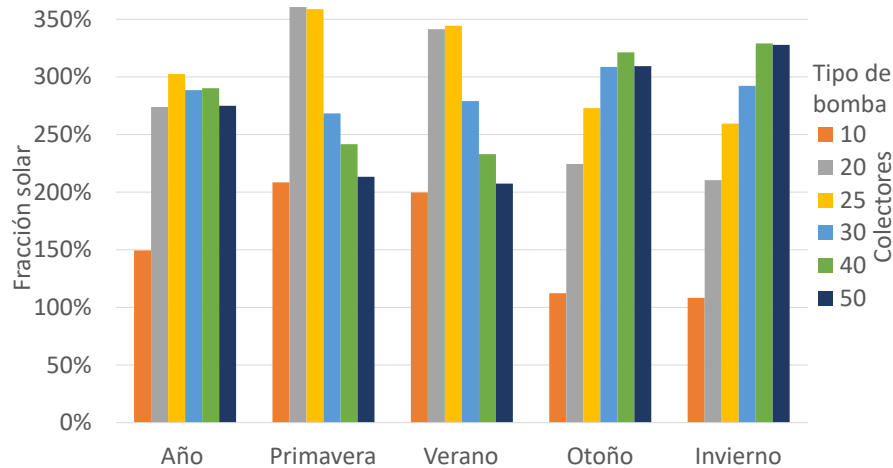


Figura 4.6: Fracción solar con una demanda reducida a 1/4 en Santiago.

Al analizar el funcionamiento de los sistemas bajo una demanda reducida a 1/2, se observa que la cantidad de casos favorables de las configuraciones son similares a la cantidad de casos obtenidos bajo una demanda reducida a 1/4 (Ver Figura 4.7). Al analizar el comportamiento de las configuraciones durante primavera y verano se observa la misma tendencia que los sistemas bajo una demanda reducida a un 1/4, sin embargo, se tiene que presenta una pequeña reducción en la cantidad de casos favorables de las configuraciones con 10 y 20 colectores durante las horas con mayor radiación solar (Ver Figura 4.8). En otoño e invierno se observa nuevamente que el comportamiento de las configuraciones se asemeja bastante al observado bajo una demanda reducida a un cuarto, sin embargo, se tiene que el único sistema que presenta un 100 % de casos favorables durante las 17 a las 20 horas es la configuración con 50 colectores, además se aprecia que durante invierno la cantidad de casos favorables se reduce. La semejanza en la cantidad de casos favorables entre la demanda reducida a 1/4 y 1/2, se debe a que bajo estas demandas se alcanza la máxima cantidad de casos favorables de cada configuración.

Demanda	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Completo	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	76	137	178	202	197	182	141	77	1	0	0	0
	25	0	50	113	183	201	182	168	193	192	131	39	0	0	0
	30	0	64	138	159	144	124	129	149	172	157	78	0	0	0
	40	0	79	178	138	100	93	95	108	127	171	120	22	0	0
	50	48	125	182	121	110	92	89	102	115	182	161	70	0	0
1/4	10	33	89	202	228	248	260	263	263	249	242	144	49	0	0
	20	74	208	272	258	277	295	297	300	286	290	294	176	85	30
	25	97	222	278	277	274	255	244	267	297	299	301	242	182	166
	30	133	245	285	236	213	199	196	217	254	304	302	271	237	222
	40	242	282	294	217	176	155	150	163	201	268	305	305	303	302
	50	282	302	244	192	154	124	119	132	164	225	302	305	305	305
1/2	10	13	73	181	223	229	238	246	246	227	200	116	20	0	0
	20	70	205	267	254	272	288	290	291	269	281	259	138	27	0
	25	91	218	275	266	262	247	236	260	281	285	289	167	67	20
	30	122	237	282	228	208	193	192	213	243	295	299	210	150	119
	40	223	279	289	206	166	149	148	160	195	265	302	263	231	243
	50	282	302	244	192	154	124	119	132	164	225	302	305	305	305

Figura 4.7: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/2 durante el año en Santiago.

Al observar la fracción solar de cada sistema se aprecia que se mantiene la tendencia con respecto a la obtenida por las configuraciones bajo una demanda reducida a 1/4 (Ver Figura 4.9), esto se debe a que la cantidad de casos en que el sistema deja de funcionar se mantiene constante. Sin embargo, se observa que la fracción solar de cada configuración es menor, esto se debe a que la cantidad de energía extra aportada por los casos favorables es menor, producto del aumento en la demanda. Cabe señalar que las configuraciones sobre 10 colectores presentan una fracción solar mayor al 100 %, siendo la configuración con 25 colectores la que presenta la mayor fracción solar anual. Bajo esta demanda nuevamente los sistemas con colectores solares se consideran que están sobre dimensionados.

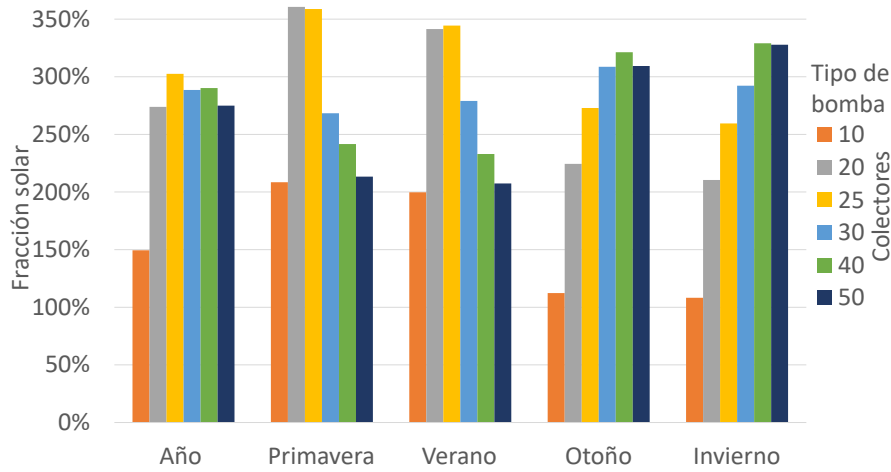
Por último, al analizar los sistemas bajo una demanda correspondiente a 3/4 de la energía aportada por la bomba de calor asistida por aire, se observa una reducción en la cantidad de casos favorables en comparación con los sistemas bajo una demanda reducida a un 1/2 (Ver Figura 4.10), presentando un comportamiento similar al observado en los sistemas bajo una demanda completa, pero con una mayor cantidad de casos favorable. Se observa que la configuración de 20 colectores es la que presenta la mayor cantidad de casos favorables anuales (Ver Figura 4.10), seguida por las configuraciones con 25 y 30 colectores. En cuanto al comportamiento de los sistemas en verano y primavera se observa en la Figura 4.11 que los sistemas con 10 y 20 colectores poseen la mayor cantidad de casos favorables en las horas de mayor radiación, siendo en verano donde la configuración de 20 colectores presenta casi

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Primavera	10	13	60	73	81	86	83	83	87	84	82	73	14	0	0
	20	63	74	87	87	90	88	90	91	90	91	85	82	18	0
	25	66	78	88	87	83	53	46	63	91	91	89	90	42	5
	30	70	78	89	46	29	20	22	27	53	91	91	91	75	46
	40	76	85	87	23	15	13	12	14	22	68	91	91	85	83
	50	91	91	38	17	13	13	10	11	16	38	91	91	91	91
Verano	10	0	11	27	28	28	27	28	27	28	28	25	6	0	0
	20	7	28	29	29	28	29	29	29	29	29	29	29	9	0
	25	14	29	29	29	23	20	15	22	29	29	29	29	9	0
	30	15	29	29	24	14	5	4	6	20	29	29	29	19	15
	40	22	29	27	14	3	3	3	5	5	15	29	29	29	27
	50	29	29	21	5	3	2	3	4	3	7	26	29	29	29
Otoño	10	0	0	41	64	65	68	68	68	60	47	7	0	0	0
	20	0	56	75	73	84	87	88	89	77	84	76	16	0	0
	25	7	59	81	79	85	88	89	92	82	87	91	21	7	4
	30	22	65	82	80	86	83	84	93	87	91	93	48	28	23
	40	71	80	88	85	71	60	64	69	82	93	93	74	55	59
	50	92	93	93	85	66	47	45	52	68	88	93	93	93	93
Invierno	10	0	2	40	50	50	60	67	64	55	43	11	0	0	0
	20	0	47	76	65	70	84	83	82	73	77	69	11	0	0
	25	4	52	77	71	71	86	86	83	79	78	80	27	9	11
	30	15	65	82	78	79	85	82	87	83	84	86	42	28	35
	40	54	85	87	84	77	73	69	72	86	89	89	69	62	74
	50	70	89	92	85	72	62	61	65	77	92	92	92	92	92

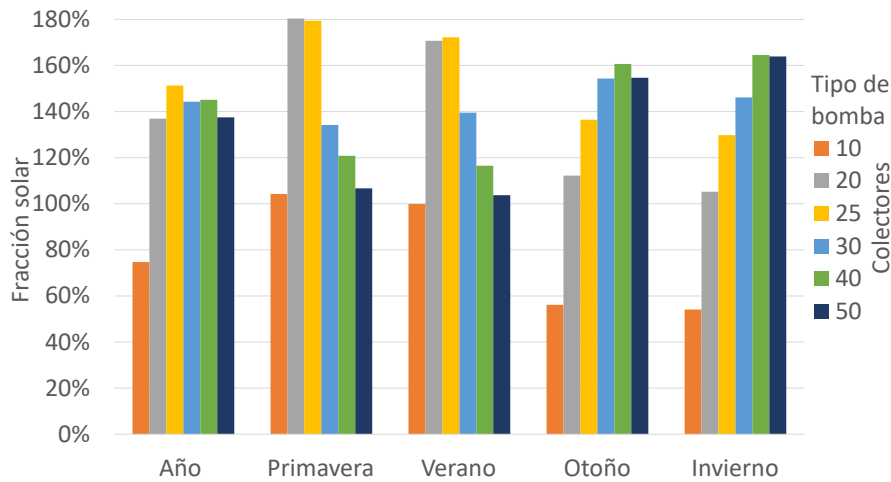
Figura 4.8: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/2 durante las épocas del año en Santiago.

un 100% de casos favorables durante estas horas. En cuanto en otoño e invierno se observa que las configuraciones con 20, 25 y 30 colectores poseen la mayor cantidad de los casos favorables, siendo la configuración con 30 colectores la que posee la mayor cantidad de casos durante las horas con mayor radiación (ver Figura 4.11), por otra parte, la configuración con 50 colectores presenta la mayor cantidad de casos favorables entre las 16 y 17 horas.

Se observa en la Figura 4.12 que el sistema que logra superar ligeramente esta nueva demanda es la configuración de 25 colectores, sin embargo, las otras configuraciones, salvo la de 10 colectores se asemejan bastante a la energía requerida.



(a) Fracción solar bajo una reducida a 1/4



(b) Fracción solar bajo una reducida a 1/2

Figura 4.9: Fracción solar en Santiago.

Al observar los resultados obtenidos al variar la demanda de las bombas de calor asistidas por radiación solar se aprecia que la disminución en la demanda conlleva a un aumento en la cantidad de casos favorables, lo cual se traduce en una mayor fracción solar. Sin embargo, se observa que al reducir la demanda a un 1/4 y a un 1/2 los sistemas alcanzan la máxima cantidad de casos favorables, aumentando considerablemente la cantidad de casos en las horas con menor radiación. Este aumento en la cantidad de casos favorables provoca que los sistemas aporten una mayor cantidad de energía que la demandada, por lo que se requiere de un sistema de almacenamiento para este exceso de energía, lo cual como se mencionó anteriormente escapa del alcance de este trabajo. Por otra parte, al reducir la demanda a 3/4 se observa que la cantidad de casos favorables aumenta con respecto a la cantidad de casos obtenidos con una demanda completa, siendo las horas con mayor radiación en donde se aprecia el mayor aumento en cantidad los casos, además se observa un aumento de casos en las horas de menor radiación. Este aumento en la cantidad de casos favorables produce que la fracción solar de las configuraciones sobre 10 colectores sean cercanas al 100%, lo que significa que los sistemas aportan una cantidad de energía similar a la demandada. Es por

Demanda	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Completo	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	76	137	178	202	197	182	141	77	1	0	0	0
	25	0	50	113	183	201	182	168	193	192	131	39	0	0	0
	30	0	64	138	159	144	124	129	149	172	157	78	0	0	0
	40	0	79	178	138	100	93	95	108	127	171	120	22	0	0
	50	48	125	182	121	110	92	89	102	115	182	161	70	0	0
1/4	10	33	89	202	228	248	260	263	263	249	242	144	49	0	0
	20	74	208	272	258	277	295	297	300	286	290	294	176	85	30
	25	97	222	278	277	274	255	244	267	297	299	301	242	182	166
	30	133	245	285	236	213	199	196	217	254	304	302	271	237	222
	40	242	282	294	217	176	155	150	163	201	268	305	305	303	302
	50	282	302	244	192	154	124	119	132	164	225	302	305	305	305
1/2	10	13	73	181	223	229	238	246	246	227	200	116	20	0	0
	20	70	205	267	254	272	288	290	291	269	281	259	138	27	0
	25	91	218	275	266	262	247	236	260	281	285	289	167	67	20
	30	122	237	282	228	208	193	192	213	243	295	299	210	150	119
	40	223	279	289	206	166	149	148	160	195	265	302	263	231	243
	50	282	302	244	192	154	124	119	132	164	225	302	305	305	305
3/4	10	0	0	7	82	114	132	133	114	70	18	0	0	0	0
	20	0	66	163	220	228	242	248	246	227	198	119	22	0	0
	25	39	102	229	227	228	211	197	224	243	228	149	59	0	0
	30	48	125	244	184	185	169	168	190	209	263	165	70	0	0
	40	59	172	250	157	135	132	129	142	157	236	223	117	25	0
	50	70	207	207	142	121	107	104	117	130	201	273	141	27	0

Figura 4.10: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 3/4 durante el año en Santiago.

esto por lo que se establece esta demanda como la óptima para los sistemas con colectores ubicados en la localidad de Santiago.

Cabe mencionar que la variación en la demanda mantiene la tendencia de la fracción solar variando solamente el valor de esta. Es por esto por lo que se analiza el comportamiento de los sistemas en otra localidad, específicamente en Coyhaique, puesto que esta localidad presenta un clima distinto al observado en Santiago, lo que permite obtener distintos comportamientos en los sistemas.

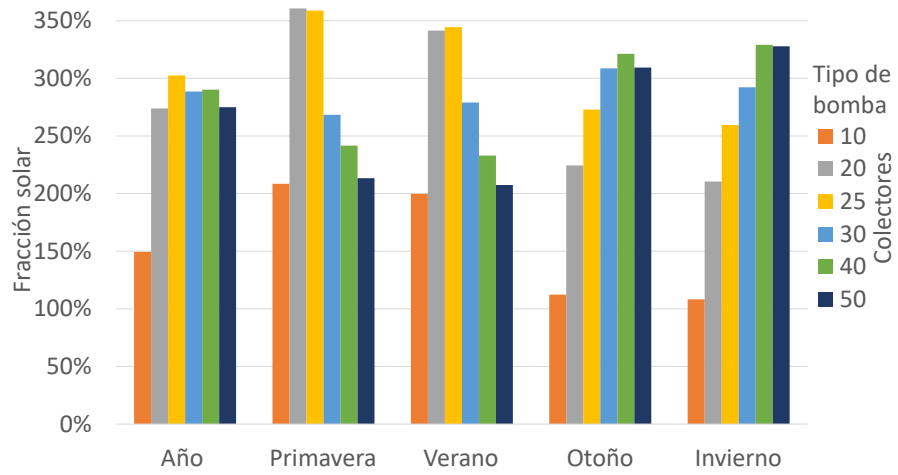
	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Primavera	10	0	0	7	72	76	74	76	74	58	14	0	0	0	0
	20	0	58	73	81	85	87	86	87	84	82	72	14	0	0
	25	34	62	76	81	79	52	42	61	86	85	80	46	0	0
	30	42	64	85	38	25	18	19	26	49	85	81	48	0	0
	40	52	68	82	18	12	10	11	14	21	67	84	78	17	0
	50	63	74	35	13	12	10	9	11	15	37	84	82	18	0
Verano	10	0	0	0	5	20	24	24	24	12	4	0	0	0	0
	20	0	8	27	28	28	28	29	27	28	28	26	8	0	0
	25	5	19	29	29	23	20	15	20	29	28	28	13	0	0
	30	6	27	29	24	14	5	4	5	20	28	28	22	0	0
	40	7	27	27	14	2	3	3	5	5	15	29	26	8	0
	50	7	29	21	5	2	2	3	4	3	7	26	29	9	0
Otoño	10	0	0	0	0	1	12	11	3	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	32	64	65	68	68	69	60	46	12	0	0	0
	25	0	3	60	64	70	72	73	73	68	60	23	0	0	0
	30	0	15	65	67	81	77	77	84	71	81	29	0	0	0
	40	0	34	71	68	64	57	58	61	62	82	54	6	0	0
	50	0	56	75	66	57	42	40	48	53	79	87	17	0	0
Invierno	10	0	0	0	5	17	22	22	13	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	31	47	50	59	65	63	55	42	9	0	0	0
	25	0	18	64	53	56	67	67	70	60	55	18	0	0	0
	30	0	19	65	55	65	69	68	75	69	69	27	0	0	0
	40	0	43	70	57	57	62	57	62	69	72	56	7	0	0
	50	0	48	76	58	50	53	52	54	59	78	76	13	0	0

Figura 4.11: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 3/4 durante primavera y verano en Santiago.

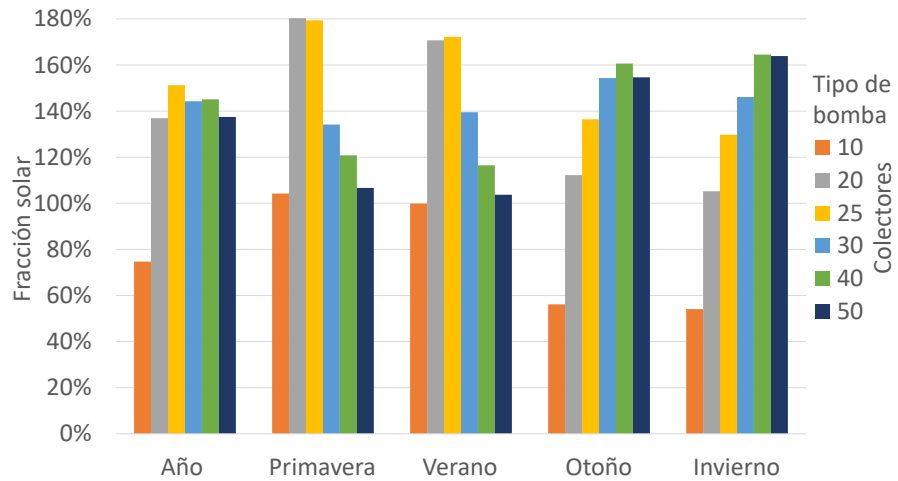
Análisis de Localidad

Del análisis anterior se rescata que las configuraciones con colectores no suplen en su totalidad la energía entregada por la bomba de calor asistida por aire en Santiago, a pesar de que las primeras presentan un mejor desempeño. Por otra parte, se observa que algunos sistemas presentan mejores comportamientos cuando las temperaturas y los niveles de radiación solar son bajos, es por esto por lo que se analiza el comportamiento de los sistemas en Coyhaique, puesto que presenta un clima frío. Para esto se realiza el mismo análisis planteado anteriormente.

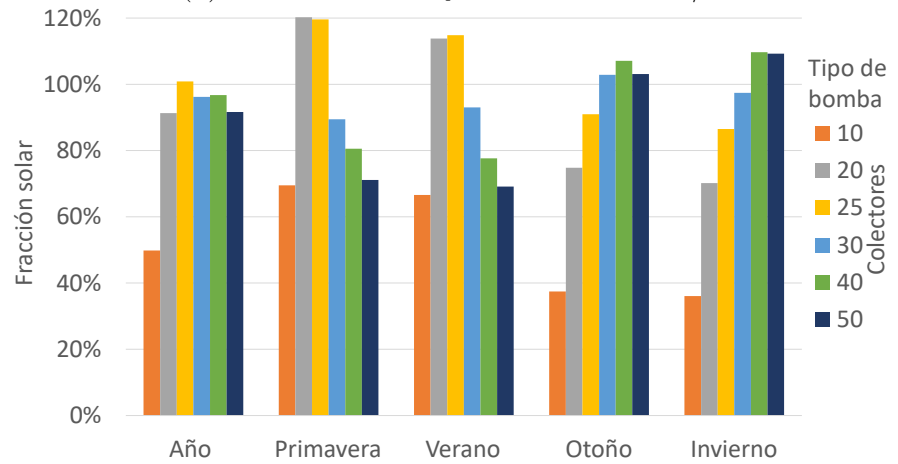
En la Figura 4.13 se compara los valores de SPF obtenidos en Santiago con los valores de Coyhaique, se observa que el valor del SPF anual de las configuraciones con más de 20 colectores superan al SPF de la bomba de calor asistida por aire. Además, se aprecia que el valor de SPF presenta un comportamiento ascendente a medida que aumenta la cantidad de colectores, lo que no ocurre en los sistemas instalados en Santiago. Por otra parte, al comparar los resultados obtenidos en Coyhaique con los obtenidos en Santiago se observa que el SPF de



(a) Fracción solar bajo una reducción a 1/4



(b) Fracción solar bajo una reducción a 1/2



(c) Fracción solar bajo una reducción a 3/4

Figura 4.12: Fracción solar en Santiago.

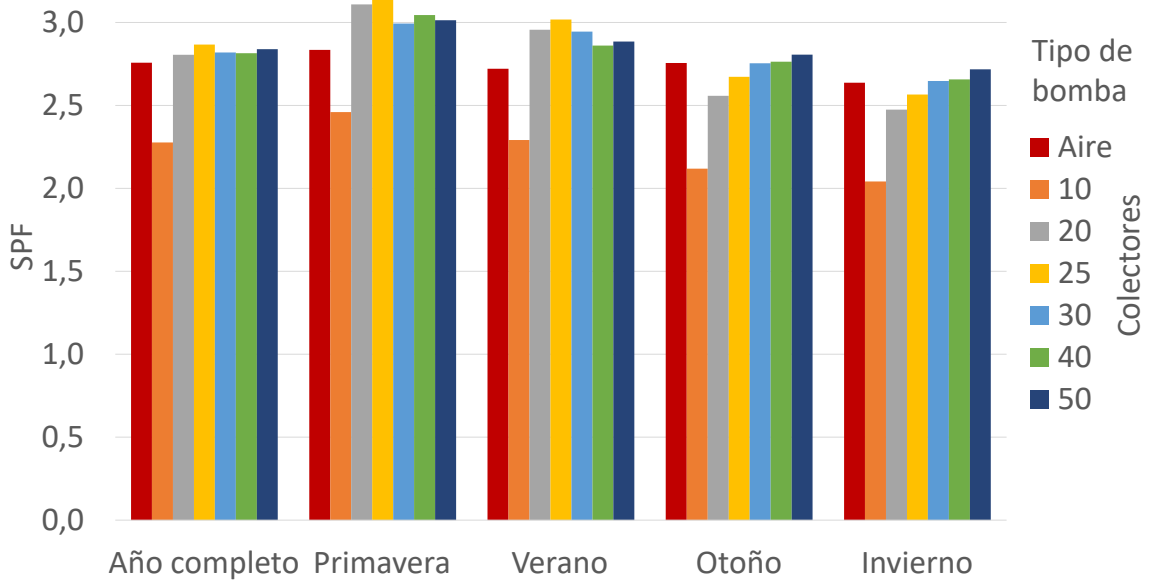
la mayoría de los sistemas, exceptuando las configuraciones con 40 y 50 colectores, presentan valores inferiores a los obtenidos por las mismas configuraciones en Santiago. Al examinar el comportamiento de los sistemas en las distintas épocas del año se tiene que durante primavera y verano el SPF de las configuraciones con 30, 40 y 50 supera considerablemente el SPF de la bomba de calor asistida por aire. Al analizar el comportamiento de los sistemas durante otoño e invierno, se observa que el sistema con 50 colectores es el único que posee un SPF mayor que el de la bomba de calor asistida por aire, al comparar con los resultados de Santiago se tiene que durante este periodo se reduce la cantidad de configuraciones que presentan un mejor desempeño que la bomba de calor asistida por aire.

Antes de comparar la fracción solar de las distintas configuraciones, es necesario comparar la cantidad anual de energía aportada por cada sistema en Santiago con la cantidad de energía aportada en Coyhaique. Esta comparación se observa en la Tabla 4.1, en donde se tiene que la cantidad de energía aportada por la bomba de calor asistida por aire junto con la energía aportada por los sistemas con 10, 20 y 25 colectores es menor en Coyhaique, siendo la configuración con 20 colectores, la que presenta una notoria disminución en la cantidad de energía aportada en comparación con Santiago. Por otro lado, se aprecia que los sistemas sobre 25 colectores producen una mayor cantidad de energía en Coyhaique, siendo la configuración con 50 colectores la que produce la mayor cantidad de energía, la cual supera a todas las configuraciones con colectores ubicadas en Santiago.

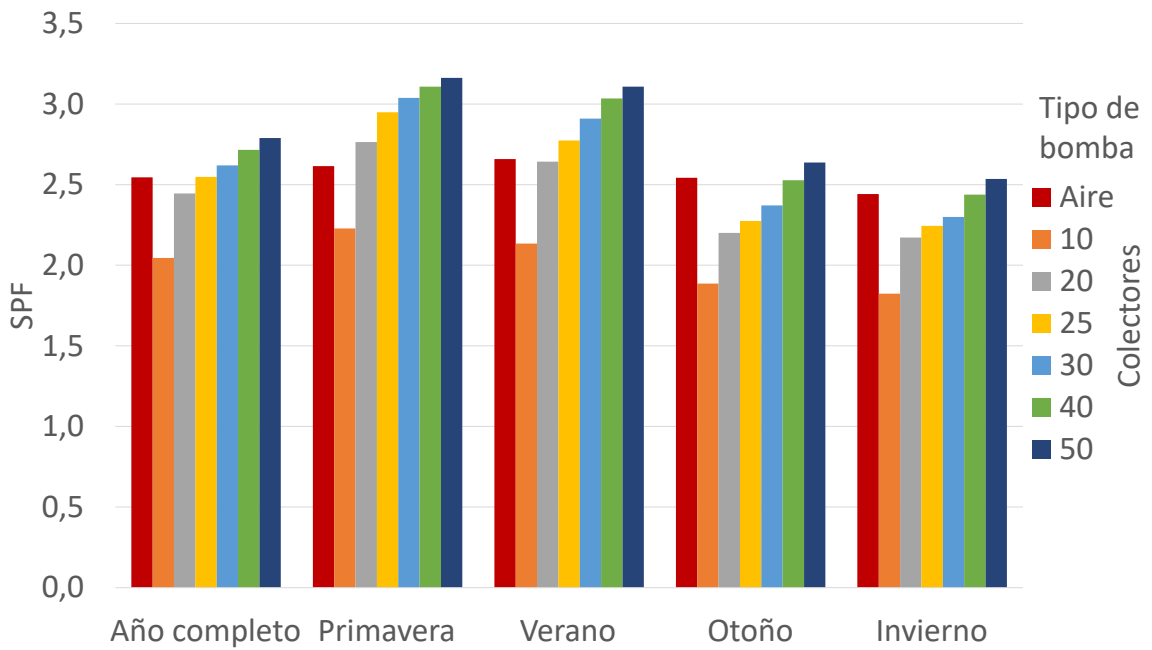
Tabla 4.1: Comparación de las capacidades caloríficas de las bombas de calor en Santiago y en Coyhaique.

Bombas de calor	Cantidad de energía transferida anual [kW]	
	Santiago	Coyhaique
Aire	98702,15	87431,5
10 colectores	36864,92	35173,04
20 colectores	67588,19	59952,45
25 colectores	74654,15	69935,07
30 colectores	71209,56	75347,69
40 colectores	71600,81	79062,60
50 colectores	67835,86	81765,68

Al comparar la fracción solar anual obtenida en Coyhaique con la obtenida en Santiago (Ver Figura 4.14), se observa que la configuración con 50 colectores presenta una fracción solar superior a la máxima fracción obtenida en Santiago. Además, se observa que las configuraciones sobre 20 colectores presentan una mayor fracción solar en Coyhaique que en Santiago, además, se observa que la cantidad de energía aportada por estas configuraciones es similar a la cantidad de energía que aporta la bomba de calor asistida por aire ubicada en Coyhaique. Al examinar el comportamiento de los sistemas durante primavera y verano se observa que las configuraciones sobre 20 colectores generan una cantidad de energía similar a la bomba de calor asistida por aire, sin embargo, se observa que las configuraciones con 25 y 30 colectores sobrepasan la cantidad de energía que aporta esta bomba de calor durante estos



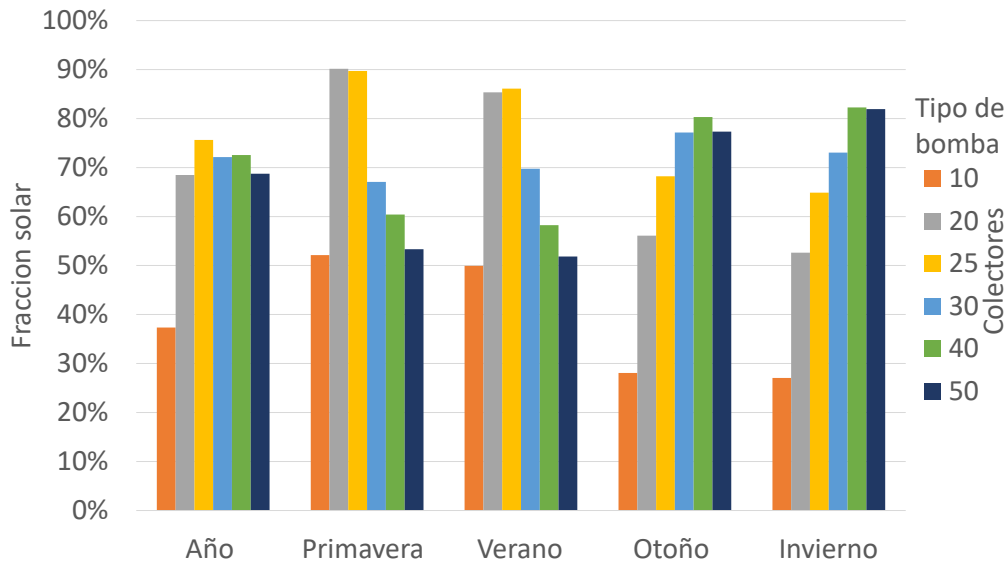
(a) SPF Santiago.



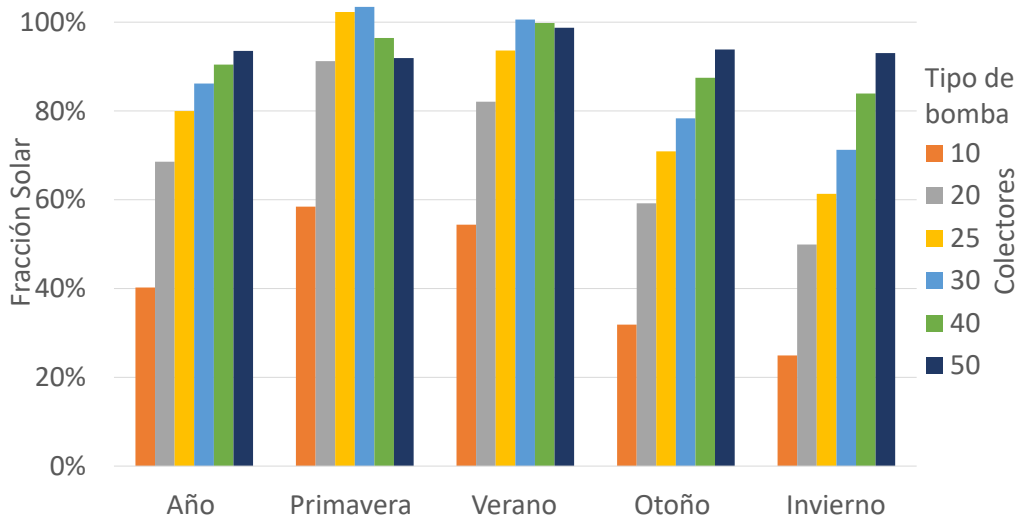
(b) SPF Coyhaique.

Figura 4.13: Indicadores SPF

periodos. Por otra parte, se observa que en otoño e invierno el sistema que posee la mayor fracción solar es la configuración con 50 colectores, la cual posee un valor cercano al 94 % durante estos periodos, cabe mencionar que ninguna configuración logra igualar la cantidad de energía que entrega la bomba de calor asistida por aire durante estos periodos. Por otra parte, se observa que las configuraciones con 40 y 50 colectores no presentan grandes fluctuaciones en la fracción solar durante las distintas épocas del año. Es importante recordar que en este trabajo se busca estimar que configuración presenta mayores beneficios en la localidad que se analiza, es por esta razón que no se realiza un análisis utilizando como demanda la energía aportada por la bomba de calor asistida por aire en Santiago para calcular la fracción solar.



(a) Fracción solar Santiago.



(b) Fracción solar Coyhaique.

Figura 4.14: Fracción solar

Para comprender el comportamiento de estos sistemas se analiza nuevamente la cantidad de casos en que las configuraciones con colectores dejan de funcionar debido que las condiciones atmosféricas se encuentran fuera del rango de operación. Al analizar las configuraciones durante un año se observa que los sistemas con 40 y 50 colectores presentan nuevamente la mayor cantidad de casos en las horas con altos niveles de radiación, mientras que las configuraciones con 10, 20, 25 y 30 colectores presentan una gran cantidad de casos en las horas con menor radiación solar (ver Figura 4.15).

		N° Colectores	Horas													
			7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Año	Santiago	10	272	216	103	77	57	45	42	42	56	63	161	256	305	305
		20	231	97	33	47	28	10	8	5	19	15	11	129	220	275
		25	208	83	27	28	31	50	61	38	8	6	4	63	123	139
		30	172	60	20	69	92	106	109	88	51	1	3	34	68	83
		40	63	23	11	88	129	150	155	142	104	37	0	0	2	3
		50	23	3	61	113	151	181	186	173	141	80	3	0	0	0
	Coyhaique	10	271	209	132	98	52	15	13	22	54	63	128	207	242	267
		20	197	125	66	37	8	0	1	0	9	9	55	106	143	161
		25	130	81	43	25	1	3	3	1	3	5	32	65	81	91
		30	94	59	31	16	7	17	22	14	4	2	15	35	47	56
		40	47	35	21	27	34	47	53	52	32	8	11	16	21	19
		50	17	18	17	31	52	66	69	64	44	21	4	9	11	10

Figura 4.15: Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante el año en Santiago y Coyhaique.

Al comparar estos resultados con los obtenidos en Santiago, se observa una reducción en la cantidad de casos en las horas de mayor radiación siendo las configuraciones sobre 25 colectores las que experimentan la mayor reducción de casos (ver Figura 4.15), por otro lado, se aprecia que las configuraciones con 40 y 50 colectores presentan un leve aumento de casos en las horas de menor radiación, además, se observa que la cantidad de casos se concentran en las horas de menor radiación solar, esto se debe a que el clima de Coyhaique al tener niveles de radiación solar junto con temperaturas inferiores que en Santiago se presentan una mayor cantidad de casos en que los sistemas no logran absorber la cantidad necesaria de energía.

Al examinar la cantidad de casos en que los sistemas dejan de funcionar durante primavera y verano, se observa que los sistemas con 30, 40 y 50 colectores presentan nuevamente la mayor cantidad de casos durante las 10 a las 16 horas (ver Figura 4.16), mientras que los sistemas con 10, 20 y 25 colectores presentan casos solo en las horas de menor radiación. Por otra parte, se observa que en verano las horas en que se observan casos se reducen.

Al comparar los resultados con los obtenidos en Santiago en primavera y verano, se observa que la cantidad de casos durante las horas de mayor radiación se reduce considerablemente, sin embargo se observa un leve aumento de casos a las 7 de la mañana (Ver Figura 4.17), cabe mencionar que los sistemas con 30, 40 y 50 colectores son los únicos que presentan casos

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Año	10	271	209	132	98	52	15	13	22	54	63	128	207	242	267
	20	197	125	66	37	8	0	1	0	9	9	55	106	143	161
	25	130	81	43	25	1	3	3	1	3	5	32	65	81	91
	30	94	59	31	16	7	17	22	14	4	2	15	35	47	56
	40	47	35	21	27	34	47	53	52	32	8	11	16	21	19
	50	17	18	17	31	52	66	69	64	44	21	4	9	11	10
Primavera	10	67	22	2	2	0	0	0	0	0	0	2	36	60	76
	20	36	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	8	26	38
	25	29	2	0	0	0	3	3	1	0	0	0	2	12	18
	30	18	2	1	1	6	17	20	13	4	0	0	0	7	9
	40	11	1	0	17	31	40	39	38	22	4	1	0	4	0
	50	4	0	12	28	43	51	47	47	31	17	1	0	0	0
Verano	10	22	12	1	1	1	0	0	0	0	0	0	9	15	20
	20	16	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	7	7
	25	6	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	3	3
	30	4	2	0	0	0	0	2	1	0	0	0	0	1	2
	40	1	1	0	0	1	4	10	10	9	0	0	0	0	0
	50	0	0	0	0	5	8	13	12	10	4	0	0	0	0

Figura 4.16: Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante primavera y verano en Coyhaique.

durante las 11 y las 16 en primavera, mientras que en verano solo los sistemas con 40 y 50 colectores presentan casos durante estas horas, lo que no ocurre en Santiago.

Durante otoño e invierno, se observa que los sistemas con 40 y 50 colectores presentan una escasa cantidad de casos durante el día, siendo la configuración con 50 colectores la que presenta la menor cantidad durante invierno, mientras que la configuración con 10 colectores es el sistemas más afectado durante las horas de mayor radiación (ver Figura 4.18). Al comparar los resultados con los obtenidos en primavera y verano se observa que casi no se observan casos entre las 11 a las 16 horas. Durante otoño e invierno, sin embargo, se observa que los casos se concentran en las horas de menor radiación, esto se tribuye a las bajas condiciones meteorológicas de la localidad durante estas estaciones del año.

Al comparar los resultados obtenidos en Coyhaique con los de Santiago, se observa una reducción en la cantidad de veces que el sistema deja de funcionar en Coyhaique durante otoño e invierno en ciertas horas. Además, se observa que los casos se concentra en las horas de menor radiación, lo que no se ocurre en Santiago (ver la Figura 4.19). Es importante mencionar que tanto en Santiago como en Coyhaique las configuraciones con 40 y 50 colectores presentan una baja cantidad de casos a lo largo del día, sin embargo, se observa que estas configuraciones presentan una menor cantidad de casos en Coyhaique, específicamente en las

	N° Colectores	Horas														
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Primavera	Santiago	10	62	29	15	9	4	7	7	2	4	6	12	52	91	91
		20	26	16	2	4	0	1	0	0	0	0	0	1	32	71
		25	25	11	1	0	7	35	45	28	0	0	0	0	6	11
		30	16	9	1	45	62	70	69	64	38	0	0	0	2	4
		40	8	4	4	68	76	78	79	77	69	23	0	0	0	0
		50	0	0	53	74	78	78	81	80	75	53	0	0	0	0
	Coyhaique	10	67	22	2	2	0	0	0	0	0	0	2	36	60	76
		20	36	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	8	26	38
		25	29	2	0	0	0	3	3	1	0	0	0	2	12	18
		30	18	2	1	1	6	17	20	13	4	0	0	0	7	9
		40	11	1	0	17	31	40	39	38	22	4	1	0	4	0
		50	4	0	12	28	43	51	47	47	31	17	1	0	0	0
Verano	Santiago	10	25	10	0	0	1	2	1	2	1	1	3	19	29	29
		20	20	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	16	28
		25	14	0	0	0	6	9	14	7	0	0	0	0	4	13
		30	14	0	0	5	15	24	25	23	9	0	0	0	1	4
		40	1	0	2	15	26	26	26	24	24	14	0	0	0	0
		50	0	0	8	24	26	27	26	25	26	22	3	0	0	0
	Coyhaique	10	22	12	1	1	1	0	0	0	0	0	0	9	15	20
		20	16	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	7	7
		25	6	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	3	3
		30	4	2	0	0	0	0	2	1	0	0	0	0	1	2
		40	1	1	0	0	1	4	10	10	9	0	0	0	0	0
		50	0	0	0	0	5	8	13	12	10	4	0	0	0	0

Figura 4.17: Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante primavera y verano en Santiago y Coyhaique.

horas de mayor radiación solar.

De los resultados anteriores se observa que las configuraciones con 40 y 50 colectores se adaptan de mejor manera a las condiciones meteorológicas de Coyhaique, ya que estas configuraciones presentan una baja cantidad de casos en que el sistema deja de funcionar en comparación a Santiago, además, se observa que durante el año estas configuraciones presentan una baja cantidad a lo largo del día. Por otra parte, se aprecia que la configuración con 25 colectores es el sistema que presentan un mejor funcionamiento cuando se tiene altos niveles de radiación durante el día.

Al examinar la cantidad de casos favorables durante el año en Coyhaique, se observa que la cantidad de casos crece en la medida que aumenta la cantidad de colectores, siendo la configuración con 50 colectores la que posee la mayor cantidad de casos favorables en los horarios con mayor radiación solar (ver Figura 4.20). Esto se atribuye a la disminución en la cantidad de veces en que el sistema deja de funcionar producto de las condiciones atmosféricas, ya que al comparar los resultados con los obtenidos en Santiago se observa que los sistemas

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Año	10	271	209	132	98	52	15	13	22	54	63	128	207	242	267
	20	197	125	66	37	8	0	1	0	9	9	55	106	143	161
	25	130	81	43	25	1	3	3	1	3	5	32	65	81	91
	30	94	59	31	16	7	17	22	14	4	2	15	35	47	56
	40	47	35	21	27	34	47	53	52	32	8	11	16	21	19
	50	17	18	17	31	52	66	69	64	44	21	4	9	11	10
Primavera	10	67	22	2	2	0	0	0	0	0	2	36	60	76	
	20	36	2	1	0	0	0	0	0	0	0	8	26	38	
	25	29	2	0	0	0	3	3	1	0	0	2	12	18	
	30	18	2	1	1	6	17	20	13	4	0	0	7	9	
	40	11	1	0	17	31	40	39	38	22	4	1	4	0	
	50	4	0	12	28	43	51	47	47	31	17	1	0	0	
Verano	10	22	12	1	1	1	0	0	0	0	0	9	15	20	
	20	16	9	0	0	0	0	0	0	0	0	2	7	7	
	25	6	3	0	0	0	0	0	0	0	0	1	3	3	
	30	4	2	0	0	0	0	2	1	0	0	0	1	2	
	40	1	1	0	0	1	4	10	10	9	0	0	0	0	
	50	0	0	0	0	5	8	13	12	10	4	0	0	0	
Otoño	10	90	87	56	35	16	4	2	9	19	28	54	75	78	81
	20	63	45	23	11	4	0	0	0	5	3	21	30	38	43
	25	31	23	14	7	1	0	0	0	1	1	10	16	17	19
	30	28	17	11	3	1	0	0	0	0	2	7	7	11	
	40	14	11	7	1	2	3	3	3	0	1	1	3	3	4
	50	6	7	2	0	3	4	6	4	3	0	0	2	1	3
Invierno	10	92	88	73	60	35	11	11	13	35	35	72	87	89	90
	20	82	69	42	26	4	0	1	0	4	6	34	66	72	73
	25	64	53	29	18	0	0	0	0	2	4	22	46	49	51
	30	44	38	19	12	0	0	0	0	0	2	13	28	32	34
	40	21	22	14	9	0	0	1	1	1	3	9	13	14	15
	50	7	11	3	3	1	3	3	1	0	0	3	7	10	7

Figura 4.18: Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante las estaciones del año en Coyhaique.

	N° Colectores	Horas														
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Otoño	Santiago	10	93	88	44	27	15	13	15	20	28	28	78	93	93	93
		20	93	36	15	16	8	4	3	0	8	4	2	57	84	89
		25	81	32	11	11	7	4	0	0	3	2	0	28	52	55
		30	65	24	9	7	5	6	7	0	3	0	0	10	21	33
		40	16	12	0	1	18	29	29	24	10	0	0	0	0	1
		50	1	0	0	8	27	46	48	41	25	5	0	0	0	0
	Coyhaique	10	90	87	56	35	16	4	2	9	19	28	54	75	78	81
		20	63	45	23	11	4	0	0	0	5	3	21	30	38	43
		25	31	23	14	7	1	0	0	0	1	1	10	16	17	19
		30	28	17	11	3	1	0	0	0	0	0	2	7	7	11
		40	14	11	7	1	2	3	3	3	0	1	1	3	3	4
		50	6	7	2	0	3	4	6	4	3	0	0	2	1	3
Invierno	Santiago	10	92	89	44	41	37	23	19	18	23	28	68	92	92	92
		20	92	45	16	27	19	5	5	5	11	11	9	71	88	87
		25	88	40	15	17	11	2	2	3	5	4	4	35	61	60
		30	77	27	10	12	10	6	8	1	1	1	3	24	44	42
		40	38	7	5	4	9	17	21	17	1	0	0	0	2	2
		50	22	3	0	7	20	30	31	27	15	0	0	0	0	0
	Coyhaique	10	92	88	73	60	35	11	11	13	35	35	72	87	89	90
		20	82	69	42	26	4	0	1	0	4	6	34	66	72	73
		25	64	53	29	18	0	0	0	0	2	4	22	46	49	51
		30	44	38	19	12	0	0	0	0	0	2	13	28	32	34
		40	21	22	14	9	0	0	1	1	1	3	9	13	14	15
		50	7	11	3	3	1	3	3	1	0	0	3	7	10	7

Figura 4.19: Casos en que las condiciones ambientales superan el rango de funcionamiento de las bombas de calor durante otoño e invierno en Santiago y Coyhaique.

con 40 y 50 colectores al presentan esta disminución en cantidad de casos en que el sistema deja de funcionar durante las horas con mayor radiación en Coyhaique, la cantidad de casos favorables que presentan estas configuraciones aumentan considerablemente con respecto a los casos a los casos en Santiago durante estas horas. Por otra parte, se observa que los casos favorables se concentran en las horas de mayor radiación en Coyhaique, mostrando una tendencia similar a la observada en las configuraciones en Santiago durante invierno.

Al observa el comportamiento de los sistemas durante primavera y verano, se aprecia que las configuraciones con 20, 25 y 30 presentan una mayor cantidad de casos favorables en las horas que la radiación es mayor(ver Figura 4.21), además, se observa que los sistemas con 40 y 50 colectores presentan una reducción en los casos durante estas horas.

Al comparar los casos favorables con respecto a los obtenidos en Santiago, se observa que la cantidad de casos de las configuraciones con 20 y 25 colectores en las horas de mayor radiación en Coyhaique se reducen, mientras que las configuraciones con 30, 40 y 50 colectores

		N° Colectores	Horas														
			7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Año	Santiago	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		20	0	0	76	137	178	202	197	182	141	77	1	0	0	0	0
		25	0	50	113	183	201	182	168	193	192	131	39	0	0	0	0
		30	0	64	138	159	144	124	129	149	172	157	78	0	0	0	0
		40	0	79	178	138	100	93	95	108	127	171	120	22	0	0	0
		50	48	125	182	121	110	92	89	102	115	182	161	70	0	0	0
	Coyhaique	10	0	0	0	1	6	11	10	3	0	0	0	0	0	0	0
		20	0	15	53	75	109	137	137	118	91	71	18	4	0	0	0
		25	4	32	87	108	154	187	176	164	130	108	53	10	0	0	0
		30	11	41	122	135	190	212	191	190	151	145	69	16	2	0	0
		40	15	86	164	190	215	237	225	212	188	208	119	32	10	0	0
		50	25	101	167	194	208	230	227	219	202	215	139	48	17	0	0

Figura 4.20: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el año en Santiago y Coyhaique.

		N° Colectores	Horas													
			7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Año	10	0	0	0	1	6	11	10	3	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	15	53	75	109	137	137	118	91	71	18	4	0	0	0
	25	4	32	87	108	154	187	176	164	130	108	53	10	0	0	0
	30	11	41	122	135	190	212	191	190	151	145	69	16	2	0	0
	40	15	86	164	190	215	237	225	212	188	208	119	32	10	0	0
	50	25	101	167	194	208	230	227	219	202	215	139	48	17	0	0
Primavera	10	0	0	0	1	6	11	9	2	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	14	48	59	67	74	71	67	59	54	15	3	0	0	0
	25	4	30	66	69	76	79	73	73	70	73	42	9	0	0	0
	30	11	39	84	79	78	70	63	67	72	87	54	15	2	0	0
	40	14	67	90	72	60	50	52	52	66	87	79	26	8	0	0
	50	24	79	79	63	48	40	44	44	60	74	86	37	14	0	0
Verano	10	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	1	4	8	17	19	19	18	15	15	3	1	0	0	0
	25	0	2	14	18	22	23	20	20	19	19	11	1	0	0	0
	30	0	2	18	23	26	25	21	22	20	29	13	1	0	0	0
	40	1	15	23	26	26	23	18	18	17	29	25	6	2	0	0
	50	1	18	29	27	24	21	16	17	19	25	29	10	3	0	0

Figura 4.21: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el primavera y verano en Coyhaique.

presentan una tendencia similar a la observada en Santiago, sin embargo, no se aprecia una drástica reducción de casos como en Santiago. Además, se observa que la configuración de 20 colectores deja de ser el sistema que presenta el mejor funcionamiento en las horas con mayor niveles de radiación solar en primavera y verano (ver Figura 4.22), siendo las configuraciones con 25 y 30 colectores las que poseen la mayor cantidad de casos favorables durante estas horas.

		N° Colectores	Horas															
			7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
Primavera	Santiago	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		20	0	0	65	77	79	78	81	80	76	59	0	0	0	0	0	0
		25	0	46	68	80	74	47	38	56	80	76	30	0	0	0	0	0
		30	0	57	68	35	21	12	15	20	43	78	56	0	0	0	0	0
		40	0	59	69	13	10	9	7	11	15	59	72	14	0	0	0	0
		50	42	64	32	9	9	10	7	10	12	32	80	48	0	0	0	0
	Coyhaique	10	0	0	0	1	6	11	9	2	0	0	0	0	0	0	0	
		20	0	14	48	59	67	74	71	67	59	54	15	3	0	0	0	
		25	4	30	66	69	76	79	73	73	70	73	42	9	0	0	0	
		30	11	39	84	79	78	70	63	67	72	87	54	15	2	0	0	
		40	14	67	90	72	60	50	52	52	66	87	79	26	8	0	0	
		50	24	79	79	63	48	40	44	44	60	74	86	37	14	0	0	
Verano	Santiago	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		20	0	0	9	24	26	26	26	25	24	18	1	0	0	0	0	
		25	0	4	24	24	22	19	13	18	26	25	9	0	0	0	0	
		30	0	7	25	21	14	4	3	4	19	26	21	0	0	0	0	
		40	0	8	25	14	2	2	3	3	4	14	26	8	0	0	0	
		50	6	27	21	5	2	2	3	3	3	6	25	22	0	0	0	
	Coyhaique	10	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	
		20	0	1	4	8	17	19	19	18	15	15	3	1	0	0	0	
		25	0	2	14	18	22	23	20	20	19	19	11	1	0	0	0	
		30	0	2	18	23	26	25	21	22	20	29	13	1	0	0	0	
		40	1	15	23	26	26	23	18	18	17	29	25	6	2	0	0	
		50	1	18	29	27	24	21	16	17	19	25	29	10	3	0	0	

Figura 4.22: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el primavera y verano en Coyhaique.

Durante otoño e invierno, se observa que la cantidad de casos favorables aumenta a medida que aumenta la cantidad de colectores. Se aprecia que la configuración con 50 colectores posee la mayor cantidad de casos favorables a lo largo del día (ver Figura 4.23). Además, se observa que todas las configuraciones concentran sus casos entre las 11 a las 14 horas. Al comparar los casos favorables de otoño e invierno, con los casos obtenidos durante primavera y verano, se observa que en las primeras estaciones las configuraciones con 40 y 50 colectores concentran sus casos favorables en las horas de mayor radiación, mientras que en primavera y verano

estas configuraciones se concentran sus casos entre las 8 hasta las 10 de la mañana y entre las 16 y 17 horas.

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Año	10	0	0	0	1	6	11	10	3	0	0	0	0	0	0
	20	0	15	53	75	109	137	137	118	91	71	18	4	0	0
	25	4	32	87	108	154	187	176	164	130	108	53	10	0	0
	30	11	41	122	135	190	212	191	190	151	145	69	16	2	0
	40	15	86	164	190	215	237	225	212	188	208	119	32	10	0
	50	25	101	167	194	208	230	227	219	202	215	139	48	17	0
Primavera	10	0	0	0	1	6	11	9	2	0	0	0	0	0	0
	20	0	14	48	59	67	74	71	67	59	54	15	3	0	0
	25	4	30	66	69	76	79	73	73	70	73	42	9	0	0
	30	11	39	84	79	78	70	63	67	72	87	54	15	2	0
	40	14	67	90	72	60	50	52	52	66	87	79	26	8	0
	50	24	79	79	63	48	40	44	44	60	74	86	37	14	0
Verano	10	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0
	20	0	1	4	8	17	19	19	18	15	15	3	1	0	0
	25	0	2	14	18	22	23	20	20	19	19	11	1	0	0
	30	0	2	18	23	26	25	21	22	20	29	13	1	0	0
	40	1	15	23	26	26	23	18	18	17	29	25	6	2	0
	50	1	18	29	27	24	21	16	17	19	25	29	10	3	0
Otoño	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	0	5	11	20	22	13	9	1	0	0	0	0
	25	0	0	2	10	28	45	45	39	20	8	0	0	0	0
	30	0	0	11	19	45	59	57	55	28	9	1	0	0	0
	40	0	0	28	50	65	82	83	73	55	43	8	0	0	0
	50	0	0	33	55	69	84	84	78	64	57	14	1	0	0
Invierno	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	1	3	14	24	25	20	8	1	0	0	0	0
	25	0	0	5	11	28	40	38	32	21	8	0	0	0	0
	30	0	0	9	14	41	58	50	46	31	20	1	0	0	0
	40	0	4	23	42	64	82	72	69	50	49	7	0	0	0
	50	0	4	26	49	67	85	83	80	59	59	10	0	0	0

Figura 4.23: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el otoño e invierno en Coyhaique.

Al comparar los casos favorables con los obtenidos en Santiago, se observa que estos aumentan para todas las configuraciones durante las horas de mayor radiación lo que no sucede en Santiago (ver Figura 4.24), ya que en Santiago los sistemas con 40 y 50 colectores reducen sus casos durante estas horas, esto se atribuye a la mayor cantidad de casos en que el sistema deja funcionar en Santiago durante estas horas. Por otra parte, se observa que en Coyhaique la cantidad de casos favorables se reducen en los extremos en comparación con

Santiago, esto se atribuye a las condiciones atmosféricas que se observan en Coyhaique.

		N° Colectores	Horas															
			7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
Otoño	Santiago	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		20	0	0	0	17	41	53	45	39	18	0	0	0	0	0	0	0
		25	0	0	9	47	58	64	64	62	42	13	0	0	0	0	0	0
		30	0	0	14	57	61	59	58	66	59	26	0	0	0	0	0	0
		40	0	0	35	63	47	39	41	45	53	54	12	0	0	0	0	0
		50	0	15	64	59	54	37	36	41	46	75	29	0	0	0	0	0
	Coyhaique	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		20	0	0	0	5	11	20	22	13	9	1	0	0	0	0	0	0
		25	0	0	2	10	28	45	45	39	20	8	0	0	0	0	0	0
		30	0	0	11	19	45	59	57	55	28	9	1	0	0	0	0	0
		40	0	0	28	50	65	82	83	73	55	43	8	0	0	0	0	0
		50	0	0	33	55	69	84	84	78	64	57	14	1	0	0	0	0
Invierno	Santiago	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		20	0	0	2	19	32	45	45	38	23	0	0	0	0	0	0	0
		25	0	0	12	32	47	52	53	57	44	17	0	0	0	0	0	0
		30	0	0	31	46	48	49	53	59	51	27	1	0	0	0	0	0
		40	0	12	49	48	41	43	44	49	55	44	10	0	0	0	0	0
		50	0	19	65	48	45	43	43	48	54	69	27	0	0	0	0	0
	Coyhaique	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		20	0	0	1	3	14	24	25	20	8	1	0	0	0	0	0	0
		25	0	0	5	11	28	40	38	32	21	8	0	0	0	0	0	0
		30	0	0	9	14	41	58	50	46	31	20	1	0	0	0	0	0
		40	0	4	23	42	64	82	72	69	50	49	7	0	0	0	0	0
		50	0	4	26	49	67	85	83	80	59	59	10	0	0	0	0	0

Figura 4.24: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la bomba de calor asistida por aire durante el otoño e invierno en Coyhaique.

Al observar la fracción solar de los sistemas en Coyhaique, se tiene que ninguna configuración con colectores solares logra suplir completamente la demanda durante el año, no obstante, los sistemas con 40 y 50 colectores aportan una cantidad de energía cercana a la aportada por la bomba de calor asistida por aire. Por lo que se vuelve a realizar el análisis de los sistemas bajo distintas demandas.

Al analizar el comportamiento anual de los sistemas bajo una demanda correspondiente a 1/4 de la cantidad de energía suministrada por la bomba de calor asistida por aire, se observa que las configuraciones sobre 20 colectores presentan un notable aumento en la cantidad de casos favorables a lo largo del día, además se aprecia que las configuraciones sobre 10 colectores presenta casi un 100% de casos favorables en las horas con mayor radiación, sin embargo se observa que los sistemas con 40 y 50 colectores presentan una reducción de casos

durante estas horas, no obstante estos sistemas presentan un comportamiento más regular a lo largo del día (Ver Figura 4.25).

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Completo	10	0	0	0	1	6	11	10	3	0	0	0	0	0	0
	20	0	15	53	75	109	137	137	118	91	71	18	4	0	0
	25	4	32	87	108	154	187	176	164	130	108	53	10	0	0
	30	11	41	122	135	190	212	191	190	151	145	69	16	2	0
	40	15	86	164	190	215	237	225	212	188	208	119	32	10	0
	50	25	101	167	194	208	230	227	219	202	215	139	48	17	0
1/4	10	34	96	173	207	253	290	292	283	251	242	177	98	63	38
	20	108	180	239	268	297	305	304	305	296	296	250	199	162	144
	25	175	224	262	280	304	302	302	304	302	300	273	240	224	214
	30	211	246	274	289	298	288	283	291	301	303	290	270	258	249
	40	262	272	284	275	270	257	252	253	273	297	290	288	286	289
	50	288	287	288	274	253	239	236	241	261	284	301	296	294	295

Figura 4.25: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/4 durante el año en Coyhaique.

Durante primavera y verano se aprecia que las configuraciones con 40 y 50 colectores presentan una disminución de los casos favorables durante las 10 hasta las 16 (ver Figura 4.26), sin embargo, esta disminución no es tan abrupta como en Santiago. Al analizar el comportamiento durante otoño e invierno se tiene que los sistemas sobre 20 colectores presentan la mayor cantidad de casos favorables durante las horas con mayor radiación solar, superando casi en su totalidad la demanda durante estas horas .

Al analizar la fracción solar obtenida bajo esta demanda, se observa que todas las configuraciones se encuentran sobredimensionadas, ya que durante primavera y verano la cantidad de energía entregada por los sistemas con 25 y 30 colectores superan 4 veces la demanda, además todas las configuraciones sobre 10 colectores presentan una fracción solar mayor al 200% a lo largo del año.

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Primavera	10	24	69	89	89	91	91	91	91	91	91	89	55	31	15
	20	55	89	90	91	91	91	91	91	91	91	91	83	65	53
	25	62	89	91	91	91	88	88	90	91	91	91	89	79	73
	30	73	89	90	90	85	74	71	78	87	91	91	91	84	82
	40	81	91	91	74	60	50	52	53	69	87	90	91	87	91
	50	87	91	79	63	48	40	44	44	60	74	90	91	91	91
Verano	10	7	17	28	28	28	29	29	29	29	29	29	20	14	9
	20	13	20	29	29	29	29	29	29	29	29	29	27	22	22
	25	23	26	29	29	29	29	29	29	29	29	29	28	26	26
	30	25	27	29	29	29	29	27	28	29	29	29	29	28	27
	40	28	28	28	29	28	25	19	19	20	29	29	29	29	29
	50	29	29	29	29	24	21	16	17	19	25	29	29	29	29
Otoño	10	3	6	37	58	77	89	91	84	74	65	39	18	15	12
	20	30	48	70	82	89	93	93	93	88	90	72	63	55	50
	25	62	70	79	86	92	93	93	93	92	92	83	77	76	74
	30	65	76	82	90	92	93	93	93	93	93	91	86	86	82
	40	80	82	87	91	90	90	90	90	93	92	92	90	91	89
	50	87	86	91	93	90	89	87	89	90	93	93	91	92	90
Invierno	10	0	4	19	32	57	81	81	79	57	57	20	5	3	2
	20	10	23	50	66	88	92	91	92	88	86	58	26	20	19
	25	28	39	63	74	92	92	92	92	90	88	70	46	43	41
	30	48	54	73	80	92	92	92	92	92	90	79	64	60	58
	40	73	71	78	81	92	92	91	91	91	89	79	78	79	80
	50	85	81	89	89	91	89	89	91	92	92	89	85	82	85

Figura 4.26: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/4 durante las estaciones del año en Coyhaique.

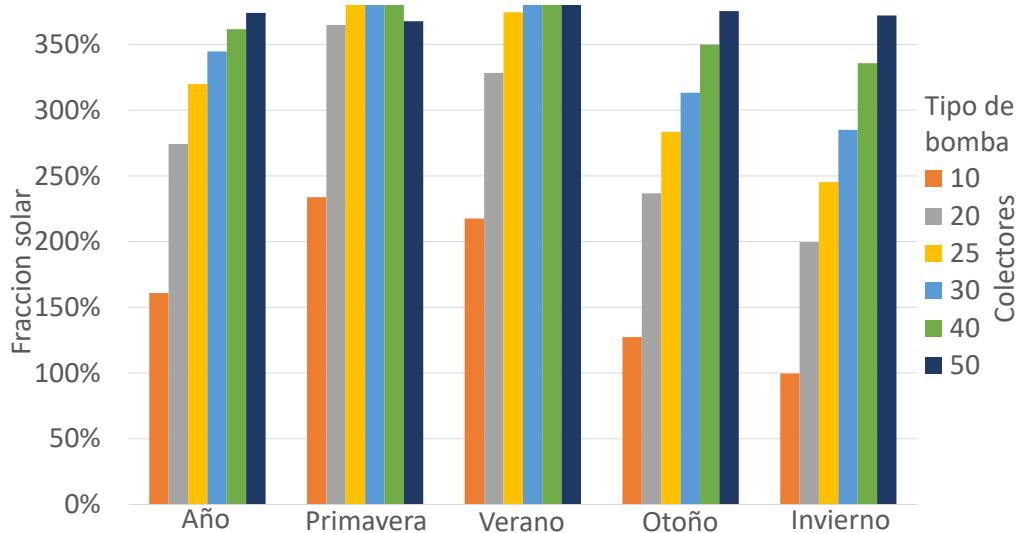


Figura 4.27: Fracción solar con una demanda reducida a $1/4$ en Coyhaique.

Al analizar los sistemas bajo una demanda correspondiente a $1/2$ de energía que entrega la bomba de calor asistida por aire, se observa que los sistemas presentan una tendencia similar a observada bajo una demanda reducida a $1/4$, se aprecia una escasa disminución de casos favorables en comparación con los casos obtenidos con una demanda reducida a $1/4$ (ver Figura 4.28). Al analizar la cantidad de casos favorables durante las épocas del año, se observa que los casos de las configuraciones presentan un comportamiento similar a los obtenidos bajo una demanda de $1/4$ (ver Figura 4.29), esto se debe a que bajo estas demandas (demanda reducida a $1/4$ y a $1/2$) se alcanza la cantidad máxima de casos favorables.

Al analizar la fracción solar se aprecia que esta disminuye en comparación con los sistemas evaluados bajo una demanda de $1/4$ (ver Figura 4.30), se observa que las configuraciones sobre 20 colectores suplen en su totalidad la demanda durante el año. Por otra parte, se observa que la configuración de 25 y 30 colectores aportan alrededor del doble de la demanda durante primavera y verano, por lo que nuevamente se considera que los sistemas se encuentran sobre dimensionados para esta demanda.

Finalmente, al analizar los sistemas con una demanda correspondiente a $3/4$ de la energía aportada por la bomba de calor asistida por aire, se observa que las configuraciones con 20, 25 y 30 colectores suplen gran parte de la demanda en las horas con mayor radiación. Además, se aprecia que las configuraciones presentan un comportamiento similar al obtenido bajo una demanda completa al igual a lo observado en Santiago (Ver Figura 4.33), sin embargo, se observa que los sistemas con 40 y 50 colectores presentan una mayor cantidad de casos a lo largo del día. Durante primavera y verano, se observa que, las configuraciones con 20, 25 y 30 colectores suplen completamente la demanda en las horas de mayor radiación (ver Figura 4.32), sin embargo, bajo esta demanda los casos favorables de la configuración con 10 colectores se reducen. En tanto, en otoño e invierno, se observa en la Figura 4.32 que las configuraciones con 40 y 50 colectores poseen la mayor cantidad de casos favorables a lo largo del día. Por otro lado, se aprecia que durante las horas con altos niveles de radiación las configuraciones de 25 y 30 colectores presentan un comportamiento similar.

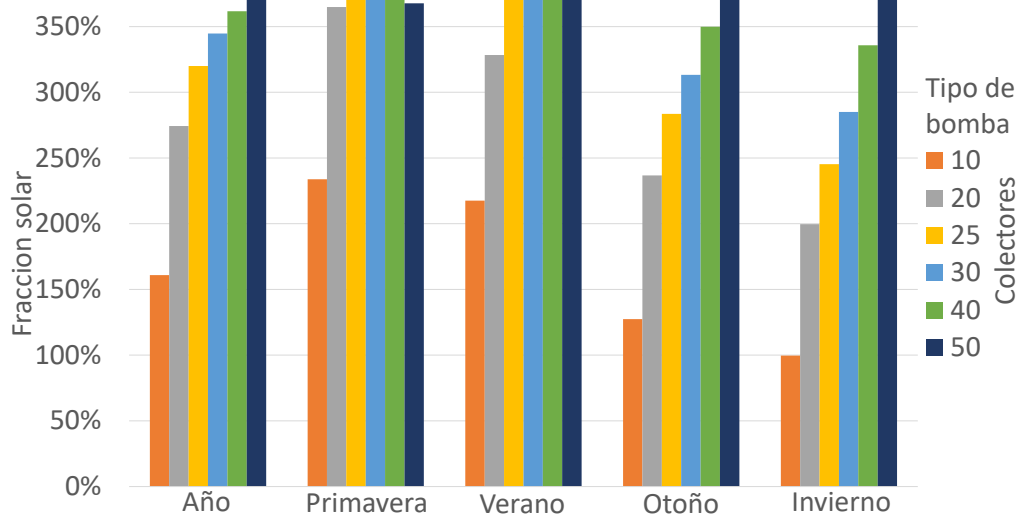
	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Completo	10	0	0	0	1	6	11	10	3	0	0	0	0	0	
	20	0	15	53	75	109	137	137	118	91	71	18	4	0	
	25	4	32	87	108	154	187	176	164	130	108	53	10	0	
	30	11	41	122	135	190	212	191	190	151	145	69	16	2	
	40	15	86	164	190	215	237	225	212	188	208	119	32	10	
	50	25	101	167	194	208	230	227	219	202	215	139	48	17	
1/4	10	34	96	173	207	253	290	292	283	251	242	177	98	63	
	20	108	180	239	268	297	305	304	305	296	296	250	199	162	
	25	175	224	262	280	304	302	302	304	302	300	273	240	224	
	30	211	246	274	289	298	288	283	291	301	303	290	270	258	
	40	262	272	284	275	270	257	252	253	273	297	290	288	286	
	50	288	287	288	274	253	239	236	241	261	284	301	296	294	
1/2	10	30	88	165	200	247	288	285	273	236	237	164	77	51	
	20	101	177	238	267	294	305	304	305	295	294	244	182	144	
	25	167	218	260	279	304	302	302	304	301	300	269	231	209	
	30	205	244	272	287	298	288	283	291	300	302	286	259	241	
	40	262	272	284	274	270	257	252	253	273	297	290	287	282	
	50	288	287	288	274	253	239	236	241	261	284	301	296	294	

Figura 4.28: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/2 durante el año en Coyhaique.

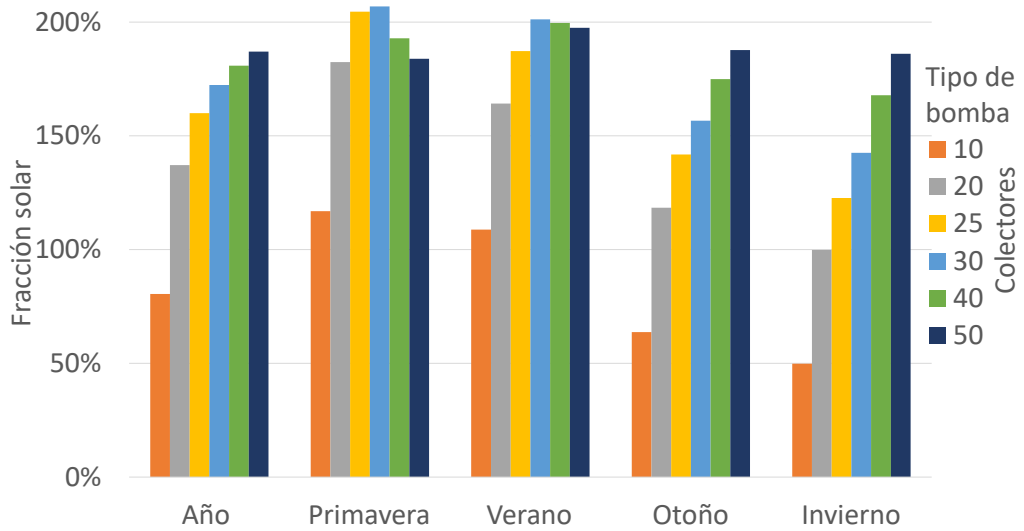
Al analizar la fracción solar para esta demanda, se observa que las configuraciones sobre 20 colectores poseen una fracción solar sobre el 100% a lo largo del año (ver Figura 4.33). Por otra parte, se aprecia que la configuración con 30 colectores alcanza un máxima fracción solar durante primavera con una demanda cercana a 140%. Se observa que las configuraciones se adaptan mejor a esta demanda, puesto que ninguna configuración entrega una cantidad de energía que supere el doble de la demanda.

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Primavera	10	20	63	88	87	91	91	91	90	88	91	85	47	24	11
	20	54	89	90	91	91	91	91	91	91	91	91	78	59	50
	25	60	89	91	91	91	88	88	90	91	91	91	87	75	67
	30	70	89	90	90	85	74	71	78	87	91	91	89	79	77
	40	81	91	91	74	60	50	52	53	69	87	90	91	85	88
	50	87	91	79	63	48	40	44	44	60	74	90	91	91	91
Verano	10	7	16	26	27	27	28	29	28	28	29	27	13	12	6
	20	11	19	29	29	29	29	29	29	29	29	29	25	19	19
	25	21	24	29	29	29	29	29	29	29	29	29	27	23	23
	30	25	26	29	29	29	29	27	28	29	29	29	27	26	23
	40	28	28	28	29	28	25	19	19	20	29	29	29	29	28
	50	29	29	29	29	24	21	16	17	19	25	29	29	29	29
Otoño	10	3	5	32	54	74	88	89	80	67	61	33	13	12	10
	20	26	46	70	81	86	93	93	93	87	88	67	54	46	42
	25	59	67	77	85	92	93	93	93	91	92	79	73	70	67
	30	63	75	80	88	92	93	93	93	93	93	87	82	79	79
	40	80	82	87	90	90	90	90	90	93	92	92	89	89	88
	50	87	86	91	93	90	89	87	89	90	93	93	91	92	90
Invierno	10	0	4	19	32	55	81	76	75	53	56	19	4	3	2
	20	10	23	49	66	88	92	91	92	88	86	57	25	20	19
	25	27	38	63	74	92	92	92	92	90	88	70	44	41	39
	30	47	54	73	80	92	92	92	92	91	89	79	61	57	58
	40	73	71	78	81	92	92	91	91	91	89	79	78	79	80
	50	85	81	89	89	91	89	89	91	92	92	89	85	82	85

Figura 4.29: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 1/2 durante las épocas del año en Coyhaique.



(a) Fracción solar Coyhaique bajo una demanda reducida a 1/4.



(b) Fracción solar Coyhaique bajo una demanda reducida a 1/2.

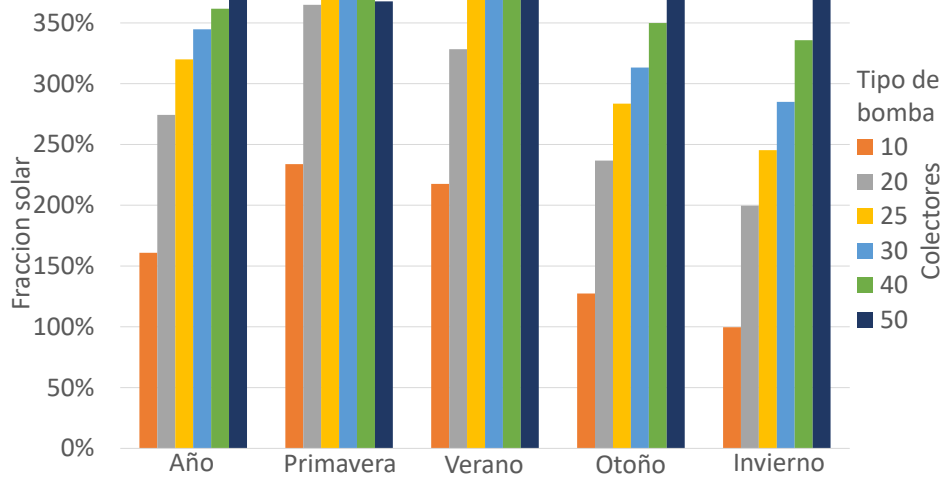
Figura 4.30: Fracción solar bajo distintas demandas

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Completo	10	0	0	0	1	6	11	10	3	0	0	0	0	0	0
	20	0	15	53	75	109	137	137	118	91	71	18	4	0	0
	25	4	32	87	108	154	187	176	164	130	108	53	10	0	0
	30	11	41	122	135	190	212	191	190	151	145	69	16	2	0
	40	15	86	164	190	215	237	225	212	188	208	119	32	10	0
	50	25	101	167	194	208	230	227	219	202	215	139	48	17	0
1/4	10	34	96	173	207	253	290	292	283	251	242	177	98	63	38
	20	108	180	239	268	297	305	304	305	296	296	250	199	162	144
	25	175	224	262	280	304	302	302	304	302	300	273	240	224	214
	30	211	246	274	289	298	288	283	291	301	303	290	270	258	249
	40	262	272	284	275	270	257	252	253	273	297	290	288	286	289
	50	288	287	288	274	253	239	236	241	261	284	301	296	294	295
1/2	10	30	88	165	200	247	288	285	273	236	237	164	77	51	29
	20	101	177	238	267	294	305	304	305	295	294	244	182	144	130
	25	167	218	260	279	304	302	302	304	301	300	269	231	209	196
	30	205	244	272	287	298	288	283	291	300	302	286	259	241	237
	40	262	272	284	274	270	257	252	253	273	297	290	287	282	284
	50	288	287	288	274	253	239	236	241	261	284	301	296	294	295
3/4	10	0	8	35	49	85	112	105	90	64	43	10	1	0	0
	20	16	67	148	178	229	265	262	250	208	200	120	35	14	0
	25	30	101	180	228	265	296	297	287	250	245	147	52	22	0
	30	44	117	195	237	269	283	280	280	257	259	172	87	50	27
	40	63	149	230	235	258	256	252	251	250	281	202	126	80	52
	50	75	158	222	232	245	238	236	240	243	273	220	144	98	75

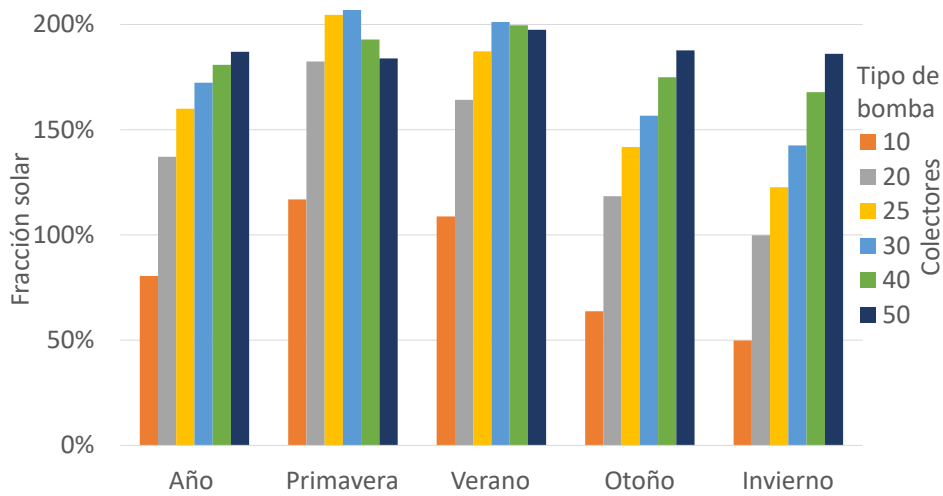
Figura 4.31: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 3/4 durante el año en Coyhaique.

	N° Colectores	Horas													
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Primavera	10	0	8	31	43	62	68	64	60	46	35	9	1	0	0
	20	15	52	86	85	89	90	91	90	87	91	77	27	12	0
	25	27	77	91	91	91	88	88	90	91	91	88	40	18	0
	30	32	81	90	90	85	74	71	78	87	91	89	55	29	9
	40	44	87	91	74	60	50	52	53	69	87	90	71	39	17
	50	49	88	79	63	48	40	44	44	60	74	90	72	45	25
Verano	10	0	0	4	4	11	17	19	16	14	8	1	0	0	0
	20	1	12	20	25	27	27	28	28	26	29	24	7	2	0
	25	3	18	29	27	29	29	29	29	29	29	29	11	4	0
	30	6	18	29	27	29	29	27	28	29	29	29	16	12	7
	40	7	18	28	29	28	25	19	19	20	29	29	22	14	11
	50	8	18	29	29	24	21	16	17	19	25	29	23	15	14
Otoño	10	0	0	0	1	8	13	10	7	1	0	0	0	0	0
	20	0	0	23	39	64	77	78	72	53	44	13	1	0	0
	25	0	2	34	61	77	88	90	82	69	62	17	1	0	0
	30	6	10	46	66	80	89	91	86	75	69	35	12	7	9
	40	9	28	65	71	84	89	90	88	83	85	47	24	21	17
	50	13	32	66	76	85	88	87	88	80	88	55	36	28	26
Invierno	10	0	0	0	1	4	14	12	7	3	0	0	0	0	0
	20	0	3	19	29	49	71	65	60	42	36	6	0	0	0
	25	0	4	26	49	68	91	90	86	61	63	13	0	0	0
	30	0	8	30	54	75	91	91	88	66	70	19	4	2	2
	40	3	16	46	61	86	92	91	91	78	80	36	9	6	7
	50	5	20	48	64	88	89	89	91	84	86	46	13	10	10

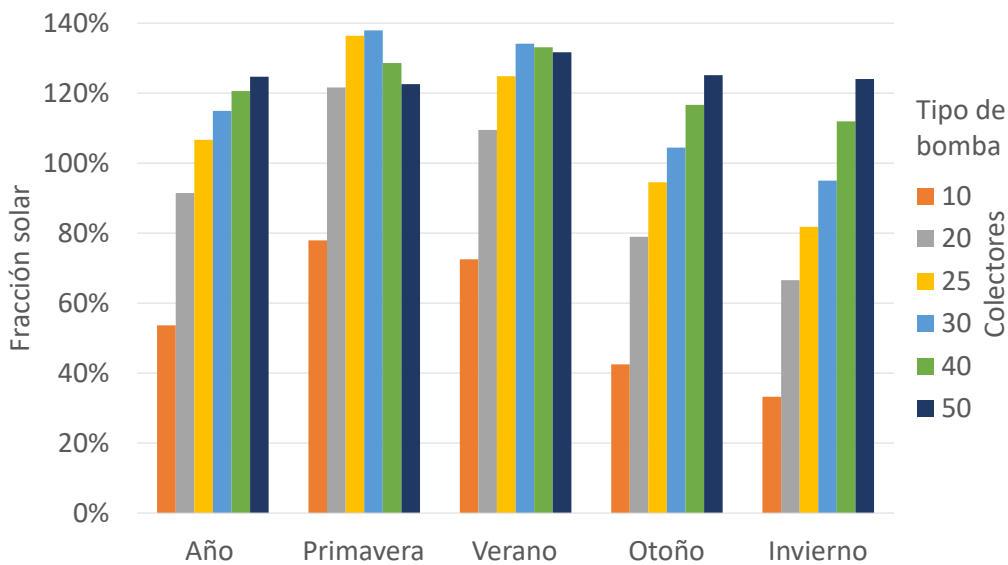
Figura 4.32: Casos en que la bomba de calor asistida por radiación solar entrega una mayor cantidad de energía que la demanda reducida a 3/4 durante las estaciones del año en Coyhaique.



(a) Fracción solar Coyhaique bajo una demanda reducida a 1/4.



(b) Fracción solar Coyhaique bajo una demanda reducida a 1/2.



(c) Fracción solar Coyhaique bajo una demanda reducida a un 3/4.

Figura 4.33: Fracción solar bajo distintas demandas

Análisis de los casos en que el sistema deja de funcionar debido a las condiciones meteorológicas

Como se observo anteriormente, las configuraciones con colectores solares presentan una gran cantidad de casos en que los sistemas dejan de funcionar bajo ciertas condiciones meteorológicas. Para comprender este comportamiento, se analizan los resultados obtenidos de simulaciones realizadas en EES, con la finalidad de encontrar la causa de estos ceses de funcionamiento. Al analizar los 3960 datos obtenidos por cada configuración simulada, se observa tres tipos de causas de cese de funcionamiento del sistema, los cuales se observan en la Tabla 4.2, es importante mencionar que el porcentaje en la tabla es con respecto al total de datos obtenidos para cada configuración.

Tabla 4.2: Causa de los casos presentado por cada configuración.

Tipo de caso	Cantidad de colectores					
	10	20	25	30	40	50
Menor grado de sobrecalentamiento	2,273 %	0,732 %	0,657 %	0,480 %	0,126 %	0,126 %
Mayor grado de sobrecalentamiento	0,379 %	0,682 %	8,207 %	18,106 %	33,561 %	42,626 %
El refrigerante no se evapora completamente	18,434 %	4,621 %	2,702 %	2,273 %	0,556 %	0,177 %

De la Tabla 4.2, se observa que las configuraciones con 10 y 20 colectores dejan de funcionar principalmente debido a que el refrigerante que no se evapora completamente. Esto se atribuye al compresor, ya que para ciertas condiciones meteorológicas el flujo másico impulsado por el compresor excede al flujo que es capaz de evaporar estas configuraciones, por lo que la cantidad de energía absorbida por los colectores no es suficiente para evaporar el flujo de refrigerante, este problema se aprecia cuando estas configuraciones se someten a bajas condiciones meteorológicas. Se observa que al aumentar la cantidad de colectores este problema comienza a ser menos recurrente, sin embargo se aprecia que los casos de cese de funcionamiento debido a que se sobrepasa el máximo grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador comienzan a aumentar. Se observa que este problema afecta principalmente a las configuraciones sobre 20 colectores, en especial a los sistemas con 30, 40 y 50 colectores, siendo la configuración con 50 colectores la más afectada. Este problema se atribuye nuevamente al compresor, ya que bajo ciertas condiciones meteorológicas el flujo másico impulsado por el compresor es menor al flujo requerido por estas configuraciones, por lo que la energía absorbida por los colectores provoca que se sobrepase el grado de sobrecalentamiento, este problema se aprecia principalmente cuando estas configuraciones son sometidas a altos niveles de radiación solar junto con altas temperaturas. Cabe señalar que el problema debido a que no se alcance el mínimo grado de sobrecalentamiento establecido, casi no afecta a las configuraciones, salvo a los sistemas con 10 colectores.

Es importante mencionar que la configuración con 20 colectores es el sistema que presenta la menor cantidad de problemas, ya que los problemas observados por esta configuración no superan el 5% de los casos simulados. Por otra parte, se observa que la configuración con 25 colectores si bien presenta una mayor cantidad de casos por sobrepasar el grado de sobrecalentamiento, estos casos no superan el 10% de los casos simulados. Por último, se

aprecia que la configuración con 50 colectores es la que presenta mayor cantidad de casos por sobrepasar el grado de sobrecalentamiento.

4.2. Factibilidad económica de los sistemas de bomba de calor

Los análisis precedentes indican que ciertas configuraciones con colectores solares presentan un mejor desempeño que las bombas de calor asistidas por aire. No obstante, para identificar qué sistema conviene en la localidad, es necesario realizar un análisis económico que permita cuantificar el beneficio generado por cada configuración. Es importante mencionar que el valor del ALCS no es afectado por el precio unitario de los colectores, puesto que la inversión realizada ocurre en el primer año del proyecto, por lo que no influye en los años restantes del estudio. El precio por colectores que se utiliza para realizar este análisis es de 63.786 [CLP].

Al analizar los sistemas en la localidad de Santiago, se observa que el sistema que presenta un mayor ALCS, es la bomba de calor asistida por aire, seguido por la configuración con 25 colectores (ver Figura 4.34). Por lo que la bomba de calor asistida por aire es la mejor alternativa para Santiago, esto se atribuye al clima, ya que, en Santiago no se observan temperaturas extremadamente frías, por lo que es el ambiente óptimo para este tipo de bomba de calor, además como se mencionó anteriormente las configuraciones con colectores solares presentan dificultades para funcionar bajo ciertas condiciones ambientales en Santiago. Al variar la demanda, se observa que los sistemas con colectores solares presentan un mayor beneficio que la nueva bomba de calor asistidas por aire; los sistemas se comparan bajo una demanda reducida a $3/4$, puesto se consideran que las configuraciones se encuentran sobredimensionados con demandas inferiores. Se observa que bajo esta demanda la configuración con 25 colectores es la que presenta el mayor ALCS, sin embargo, este se asemeja bastante al obtenido por la nueva bomba de calor asistida por aire, esto se atribuye a las fluctuaciones en la fracción solar a lo largo del año que presenta esta configuración (ver Figura 4.12).

Al calcular los indicadores económicos en Coyhaique, se observa que la configuración con 50 colectores presenta un mayor ALCS que la bomba de calor asistida por aire (ver Figura 4.35), por lo que este sistema es la mejor alternativa para estos climas, ya que esta configuración presenta un mayor SPF que la bomba de calor asistidas por aire junto con una fracción solar cercana al 94% a lo largo del año. Sin embargo, se observa que el ALCS de la configuración con 50 colectores se asemeja bastante al ALCS de la bomba de calor, esto se debe a que esta configuración no logran suplir en su totalidad la energía entregada por la bomba de calor asistida por aire en las distintas épocas del año. Al analizar el ALCS bajo una demanda correspondiente a $3/4$ de la energía aportada por la bomba de calor asistida por aire, se observa que las configuraciones sobre 25 colectores presentan mayores beneficios que la nueva bomba de calor asistida por aire (ver Figura 4.35), siendo las configuraciones con 40 y 50 colectores las que presentan la mayor diferencia con los ahorros generados por la nueva bomba de calor asistida por aire, esto se debe a la alta fracción solar que presentan estas configuraciones junto con la baja fluctuación de esta a lo largo del año (ver Figura 4.33).

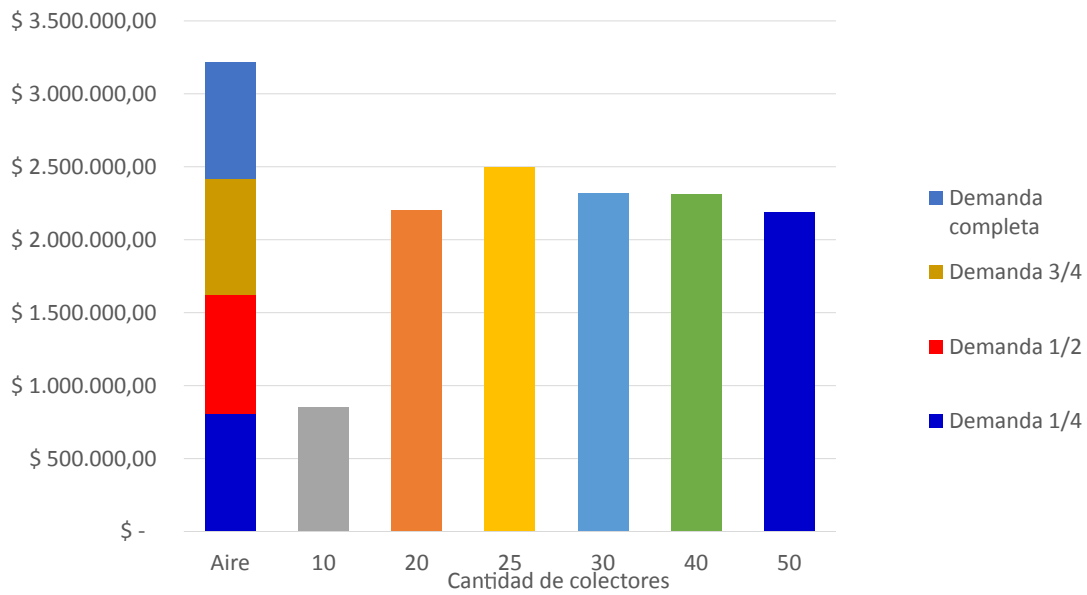


Figura 4.34: ALCS obtenido para las bombas de calor ubicadas en Santiago con colectores a 63.786 [CLP].

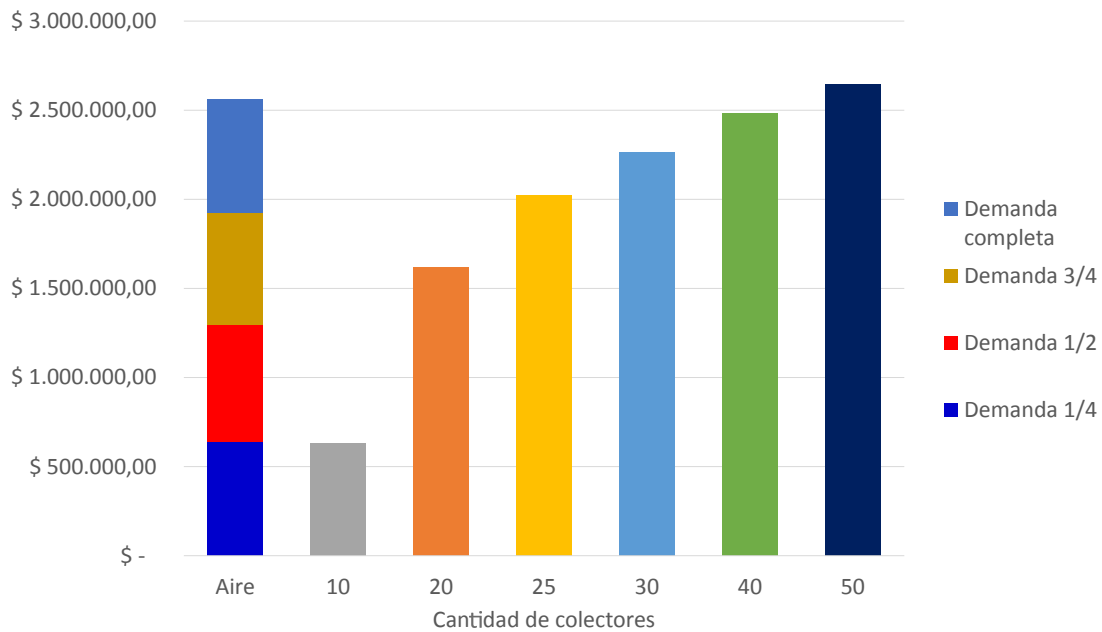


Figura 4.35: ALCS obtenido para las bombas de calor ubicadas en Coyhaique con colectores a 63.786 [CLP].

Al analizar las Figuras 4.34 y 4.35 se observa que los sistemas de bombas de calor, ya sea asistida por aire o por radiación solar presentan un ALCS positivo, lo que indica que las bombas de calor presentan mayores beneficios que las instalaciones que utilizan solo combustibles fósiles. Por otra parte, se observa que al variar la demanda, los sistemas con colectores solares se transforman en una mejor alternativa que las bombas de calor asistidas

por aire. Al comparar los ALCS obtenidos en Coyhaique con los obtenidos en Santiago se observa que los sistemas con 40 y 50 colectores ubicados en Coyhaique, presentan un mayor ahorro que los sistemas ubicados en Santiago, esto se atribuye a las condiciones ambientales presentes en Coyhaique, puesto que las configuraciones con 40 y 50 colectores funcionan de mejor manera cuando los niveles de radiación y temperatura ambiental son bajos, por otro lado se observa que los sistemas con 10, 20, 25 colectores presentan un ALCS mayor en Santiago, puesto que estos sistemas poseen un mejor funcionamiento en climas más cálidos. Es importante mencionar que la configuración con 30 colectores presenta un comportamiento intermedio, es decir, se adecua mejor a climas templados, puesto que presenta una baja cantidad de casos que el sistema deja funcionar en Coyhaique, sin embargo, produce una mayor cantidad de energía en Santiago en las horas previas a las horas con mayores niveles de radiación solar.

Capítulo 5

Conclusiones

En la presente investigación se analizó el efecto en el desempeño junto con los beneficios económicos que conlleva reemplazar el evaporador de una bomba de calor asistida por aire por colectores solares, se analizó los sistemas en las localidades de Santiago y Coyhaique. La bomba de calor asistida por aire analizada en este trabajo se basa en la bomba de calor que se encuentra en la azotea del edificio poniente de Beauchef 851, la cual es utilizada para producir agua caliente sanitaria. Por otra parte, las bombas de calor con colectores solares analizadas cuentan con 10, 20, 25, 30, 40 y 50 colectores solares de expansión directa, los cuales reemplazan al evaporador (radiador conectado con ventiladores) de la bomba de calor asistida por aire.

El modelo de la bomba de calor asistida por aire fue validado mediante los datos entregados por el fabricante, donde el modelo obtuvo una diferencia menor al 10% con respecto a los datos del fabricante. Posteriormente, se simuló el modelo validado de la bomba de calor asistida por aire junto con las bombas de calor asistidas por radiación solar bajo diversas condiciones meteorológicas, con lo cual se obtuvo nuevos parámetros de operación de los sistemas (potencia consumida y calor entregado), con estos nuevos puntos de operación se elaboró una matriz de funcionamiento para cada bomba de calor.

Finalmente, se realiza una simulación transiente de los modelos bajo las condiciones ambientales de las localidades analizadas. La simulación utiliza la matriz de funcionamiento de cada bomba de calor para obtener los parámetros de funcionamiento de los sistemas.

El análisis realizado en esta memoria se centró en el cuantificar las variaciones en el desempeño junto con los cambios en los beneficios económicos que presenta el reemplazo del evaporador de una bomba de calor asistida por aire, por colectores solares. En este análisis se considera distintas cantidades de colectores junto con dos localidades. Las principales conclusiones se detallan a continuación:

1. El reemplazo del evaporador de la bomba de calor asistida por aire, por colectores solares influye principalmente en el desempeño y en la cantidad de energía que aporta el sistema. El desempeño de la bomba de calor aumenta al utilizar los colectores solares como evaporador, ya que se reduce el consumo energético del compresor y se elimina el

consumo de energía por aparte de equipos auxiliares. La cantidad de energía transferida por la bomba de calor disminuye con los colectores solares, ya que la cantidad de energía que entrega estos sistemas depende fuertemente de las condiciones atmosféricas, debido a esto en épocas cálidas como primavera y verano se observa un aumento en la cantidad de energía transferida, mientras que en otoño e invierno se observa una disminución de esta.

2. Tanto la cantidad de colectores solares como las condiciones meteorológicas de la localidad influye en el comportamiento del sistema. Debido a que el cambio en la cantidad de colectores afecta notoriamente en los casos a lo largo del día en que las configuraciones presentan una mayor cantidad de energía transferida que la bomba de calor asistida por aire. Por otro lado, el clima de la localidad afecta en el funcionamiento del sistema, ya que, en climas cálidos los sistemas con 30, 40 y 50 colectores presentan problemas en su funcionamiento en las horas de mayor radiación solar, mientras que en localidades con climas fríos los sistemas con 10, 20 y 25 de colectores experimentan problemas en su funcionamiento a lo largo del día.
3. El reemplazo del radiador por colectores solares afecta notoriamente el funcionamiento del compresor, puesto que el flujo másico impulsado por compresor al depender de las propiedades termodinámicas del refrigerante en la salida del evaporador, experimenta cambios bruscos a lo largo del día debido que las propiedades del refrigerante presentan una mayor variación durante el día cuando se utiliza colectores solares. Al mantener el compresor de la bomba de calor asistida por aire en todas las configuraciones, se tiene que los sistemas con colectores solares presentan casos donde el flujo másico impulsado por el compresor no es el adecuado para las condiciones meteorológicas. Debido a esto, se tiene que en ciertas ocasiones cuando las temperaturas junto con los niveles de radiación solar son bajos, los sistemas con 10, 20 y 25 colectores no alcanzan el grado mínimo de sobrecalentamiento, mientras que los sistemas con 30, 40 y 50 colectores exceden el grado máximo de sobrecalentamiento en ciertas ocasiones cuando las temperaturas junto con los niveles de radiación solar son altos.
4. La configuración que presenta los mayores beneficios económicos, es decir, el mayor valor de ALCS es la bomba de calor asistida por aire en Santiago. Lo anterior se debe a que la bomba de calor asistida por aire al presentar una cantidad de energía transferida que depende únicamente de la temperatura, las condiciones meteorológicas presentes en Santiago son idóneas para este sistema, ya que esta localidad no presenta grandes fluctuaciones en las temperaturas a lo largo del día junto con que no se presentan temperaturas extremadamente bajas durante el año, puesto que esta localidad presenta un clima templado cálido.
5. Al reducir la cantidad de energía transferida de la bomba de calor asistida por aire, las configuraciones con una fracción solar cercana o superior al 80 %, presentan un ALCS mayor al obtenido por la bomba de calor asistida por aire; salvo la configuración con 50 colectores en Coyhaique, que posee un ALCS superior al de la bomba de calor asistida por aire con la cantidad de energía transferida completa. Lo anterior se debe al SPF de estas configuraciones; puesto que es mayor al que posee la bomba de calor asistida por aire. Junto con la fracción solar, ya que este sistema presenta valores cercanos al 94 % a lo largo del año.

En los análisis realizados en esta memoria surgieron varias recomendaciones para futuras

investigaciones de estos sistemas. En los modelos de las simulaciones, no considera un sistema secundario, sino que se establece que la energía entregada por la bomba de calor es la energía correspondiente a la demanda, por lo que resulta interesante realizar un análisis de los sistemas bajo una demanda variable considerando un estanque de almacenamiento y con diferentes temperaturas de condensación del refrigerante.

Por otra parte, las simulaciones no consideran las pérdidas de cargas en los equipos ni en los tramos de tubería, por lo que evaluar cómo influye la cantidad de colectores en la pérdida de carga del refrigerante permitirá determinar la cantidad máxima de colectores para el sistema.

En cuanto a la modelación de los componentes, el módulo del compresor puede ser perfeccionado al considerar las pérdidas de calor con el ambiente y la transferencia de calor entre el motor del compresor y el refrigerante, en cuanto al módulo de los colectores se puede perfeccionar considerando el efecto de la condensación o congelamiento del vapor de agua en el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire con el colector.

Por último, resulta interesante considerar la opción de reemplazar el compresor del modelo por un compresor con variación de frecuencia que permita adaptar el flujo másico impulsado con la cantidad de energía que absorbe los colectores. Esta modificación podría significar una mejora en el funcionamiento del sistema, ya que permitiría reducir la cantidad de casos en que el sistema deja de funcionar producto por las condiciones atmosféricas y podría generar que las bombas de calor asistidas por radiación solar produzcan una mayor cantidad de energía.

Bibliografía

- [1] P. Avaria, “Calefacción sostenible,” *Revista bit*, 2015. [En Línea] <<http://www.revistabit.cl/revistabit/Uploads/104/591111534658065563898-101.pdf> >[consulta: 15 de noviembre de 2019].
- [2] Y. Çencel y M. Boles, *Termodinámica*, 7th ed. New York: McGraw-Hill, 2011.
- [3] X. Sun, Y. Dai, V. Novakovic, J. Wu, y R. Wang, “Performance Comparison of Direct Expansion Solar-assisted Heat Pump and Conventional Air Source Heat Pump for Domestic Hot Water,” *Energy Procedia*, vol. 70, pp. 394–401, may 2015.
- [4] Ministerio de Energía y Universidad de Chile, “Explorador Solar.” [En Línea] <<http://www.minenergia.cl/exploradorsolar/> >[consulta: 20 de diciembre de 2018].
- [5] S. Ormeño, “Aplicación de paneles solares termodinámicos en sistemas solares térmicos,” Ph.D. dissertation, Universidad de Chile, 2016.
- [6] M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5th Edition*, 2006, vol. 181, no. 4615.
- [7] S. Harrison, “The Potential and Challenges of Solar Boosted Heat Pumps for Domestic Hot Water Heating,” *iea Energy Technology network*, pp. 1–14, 2017.
- [8] M. Rodríguez, “Modelo teórico y validación experimental de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar : eficiencia energética,” Ph.D. dissertation, Universidad Carlos III de Madrid, 2013.
- [9] G. Nellis y S. Klein, *Heat Transfer*, 1st ed., New York, 2009.
- [10] Y. Çencel y M. Boles, *Transferencia de calor y masa*, 3rd ed., México, 2007.
- [11] J. A. D. Deceased y W. A. Beckman, *Design of Photovoltaic Systems*, 2013. [En Línea] <<http://doi.wiley.com/10.1002/9781118671603.ch23> >
- [12] Atlas Copco, “Dos principios básicos de compresión: compresión de desplazamiento y compresión dinámica.” [En Línea] <<https://www.atlascopco.com/es-cl/compressors/wiki/compressed-air-articles/displacement-and-dynamic-compression> >[consulta: 02 de diciembre de 2018].

- [13] D. Paz, “Compresores Clasificación.” [En Línea] <<http://compresoresunteiqpaztadeo.blogspot.com/p/clasificacion.html>>[consulta: 01 de diciembre de 2018].
- [14] Danfoss A/S, “Performer Compresores scroll Sencillos , 20 a 110 kW 50 - 60 Hz,” 2013. [En Línea] <http://www.equitecnica.com.ar/files/15/58/070920110941141315399274_15_58.pdf>[consulta: 03 de junio de 2019].
- [15] C. Cuevas, J. Lebrun, V. Lemort, y E. Winandy, “Characterization of a scroll compressor under extended operating conditions,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 6-7, pp. 605–615, 2010.
- [16] F. M. Tello-Oquendo, E. Navarro-Peris, y J. González-Maciá, “Comparison of the performance of a vapor-injection scroll compressor and a two-stage scroll compressor working with high pressure ratios,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 160, no. February, 2019.
- [17] W. Schneider, “Análisis transiente de un sistema de bomba de calor acoplado a una piscina doméstica como fuente fría.” Ph.D. dissertation, Universidad de Chile, 2018.
- [18] F. M. Tello-oquendo, E. Navarro-peris, y J. González-maciá, “New characterization methodology for vapor- injection scroll compressors,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 74, pp. 528–539, 2017.
- [19] H. Li, J. E. Braun, y B. Shen, “Modeling Adjustable Throat-Area Expansion Valves,” *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, no. 1, pp. 1–10, 2004.
- [20] W. Gosney, “Principles of refrigeration.” New York: Cambridge University Press, 1982, ch. 2º Machine, pp. 106–121.
- [21] Danfoss A/S, “Thermostatic expansion valves type TR6,” Tech. Rep., 2005. [En Línea] <<http://www.danfoss.com/nr/rdonlyres/e5ebf1bc-2833-40ee-9fa2-7faa773b5111/0/tr6{ }rd1ba102.pdf>>[consulta: 1 de abril de 2019].
- [22] GASSERVEI, “R-134a.” [En Línea] <<https://www.gas-servei.com/es/componentes/sustitutos-directos-del-r-22/r-134a>>[consulta: 1 de abril de 2019].
- [23] —, “R-407c.” [En Línea] <<https://www.gas-servei.com/es/componentes/sustitutos-directos-del-r12/r-407c>>[consulta: 1 de abril de 2019].
- [24] Elektronika S.A., “Model : ZH18KVE-TFD,” Tech. Rep. [En Línea] <<https://www.elektronika-sa.com.pl/tcmodel.php?line=HCSSC-ZH-2009&model=ZH18KVE-TFD&LID=2>>[consulta: 04 de abril de 2019].
- [25] P. Fernández Diez, “Ingeniería Térmica (I),” Tech. Rep., 1992. [En Línea] <<http://es.pfernandezdiez.es/libro/?id=7>>[consulta: 03 de abril de 2019].
- [26] ENERGIE, “Catálogo General,” p. 4686, 2012. [En Línea] <http://www.sodeca.com/upload/imgCatalogos/ES/CT11_60Hz_2012ES.pdf>[consulta: 28 de agosto de 2019].

- [27] Enel, “Tarifa BT1 Tarifa BT1,” pp. 1–14, 2019. [En Línea] <<https://www.enel.cl/content/dam/enel-cl/personas/informacion-de-utilidad/tarifas-y-reglamentos/tarifas/tarifas-vigentes/vigentes/TarifasFlexiblesReguladas-Marzo2020.pdf>>[consulta: 25 de septiembre de 2019].
- [28] INE, “Índice Nacional de Precios al Consumidor,” *Departamento Administrativo Nacional de Estadística*, vol. 242, 2019. [En Línea] <www.ine.cl>[consulta: 03 de septiembre de 2019].
- [29] Metrogas, “LISTADO DE TIPOS DE GAS Y SERVICIOS,” 2019. [En Línea] <<http://www.metrogas.cl/industria/tarifas.php?tipo=CCO>>[consulta: 03 de noviembre de 2019].
- [30] AChEE, “Capacidades Caloríficas De Distintos Combustibles Y Factores De Conversion de Unidades,” pp. 2–5, 2016. [En Línea] <<http://www.drtoro.cl/ACHEE/documentos/recursos/DireccionAnexo2.pdf>>[consulta: 03 de noviembre de 2019].
- [31] ACADEMIC, “Número de Stanton.” [En Línea] <<https://esacademic.com/dic.nsf/eswiki/864397>>[consulta: 03 de julio de 2019].
- [32] Inverter Technology, “Technical data,” Tech. Rep. [En Línea] <https://www.spatiulconstruit.ro/storproc/firma/h37/f3786/gama/2750/documentatie_gama/46028/thermocold_sirio_it_uk_rev02_0911_46028.pdf>[consulta: 10 de mayo de 2019].

Apéndice A

Coeficiente de transferencia de calor por convección

El coeficiente de transferencia de calor por convección depende de la velocidad del aire, debido que en caso que el aire presente velocidad la transferencia de calor se realiza por convección forzada, sin embargo en caso que la velocidad del aire sea despreciable, se produce transferencia por convección natural. Para ver que tipo de convección predomina sobre la otra se utiliza el número de Grashof (Gr_L) y el número de Reynolds(Re).

El número de Grashof es un número adimensional que relaciona la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido. La ecuación A.1 define el número de Grashof, se observa que utiliza la aceleración de gravedad g en función de la inclinación θ del colector, con respecto a la vertical, el coeficiente de expansión volumétrica del aire β , el largo del colector L y la viscosidad cinemática del fluido ν . [10]

$$Gr_L = \frac{g \cdot \cos \theta \beta (T_p - T_{amb}) L^3}{\nu^2} \quad (A.1)$$

El número de Reynolds al igual que el número de Grashof es un número adimensional, sin embargo este número relaciona la fuerza inercial y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido, se define de acuerdo la ecuación A.2, donde V es la velocidad del fluido. [10]

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (A.2)$$

Para determinar el tipo de transferencia de calor, se utiliza el parámetro $\frac{Gr}{Re^2}$, este parámetro compara la convección natural con la convección forzada, por lo que dependiendo del valor de este parámetro dependerá el tipo de convección que predomina. Si $\frac{Gr}{Re^2} < 0,1$, entonces el efecto de la convección natural es despreciable, por lo que se considera que la transferencia de calor ocurre solo por convección forzada.[10]

A.1. Convección Natural del colector

La transferencia de calor por convección natural depende de la geometría y la orientación del colector, junto con la temperatura del ambiente y la del colector. La convección natural depende del número de Rayleigh (Ra); el cual es un número adimensional que establece el tipo de transferencia de calor que se produce mediante cierto valor crítico (Si el valor es bajo el valor crítico la transferencia de calor se produce principalmente por conducción y si el valor es mayor que el valor crítico la transferencia de calor se produce mayoritariamente por convección). Este número depende del número de Grashof (Gr) y el número de Prandtl (Pr); que es un número adimensional que relaciona la viscosidad con la velocidad de difusión de calor del fluido. [10]

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g \cdot \cos \theta \beta (T_p - T_{amb}) L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{\alpha} \quad (A.3)$$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección se utiliza el número promedio de Nusselt (Nu); el número de Nusselt es un número adimensional que determina que tipo de transferencia de calor predomina; este número establece si se realiza una transferencia de calor solo por convección o si se realiza por conducción [10]. El número promedio de Nusselt se obtiene mediante la ecuación A.4, el cual considera el número promedio de Nusselt de fluido laminar y el de flujo turbulento.[9]

$$Nu_l = (Nu_{lam}^6 + Nu_{tur}^6)^{1/6} \quad (A.4)$$

El número promedio de Nusselt de flujo laminar viene dado por la ecuación A.5

$$\overline{Nu}_{lam} = \frac{2,0}{\ln \left(1 + \frac{2,0}{C_{lam} Ra_L^{0,25}} \right)} \quad (A.5)$$

Donde C_{lam} viene dado por:

$$C_{lam} = \frac{0,671}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (A.6)$$

El número promedio de Nusselt de flujo turbulento viene dado por las ecuaciones A.7 y A.8

$$\overline{Nu}_{tur} = \frac{C_{turb,V} Ra_L^{1/3}}{1 + (1,4 \times 10^9) \frac{Pr}{Ra_L}} \quad (A.7)$$

$$C_{turb,V} = \frac{0,13 Pr^{0,22}}{(1 + 0,61 Pr^{0,81})^{0,42}} \quad (A.8)$$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) se reemplaza el valor del número promedio de Nusselt en la ecuación A.9.

$$Nu_l = \frac{h_{\text{aire}} \cdot L}{k_{\text{aire}}} \quad (\text{A.9})$$

A.2. Convección Forzada

La transferencia de convección forzada depende del flujo del aire que interactúa con el colector. Debido a la interacción entre el flujo y la superficie (velocidad, temperatura del colector, tipo de fluido y aspereza) afecta el comportamiento del fluido (laminar o turbulento). Este comportamiento se define en base a un valor crítico del número de Reynolds (5×10^5); en donde si el número de Reynolds es inferior este valor se tiene que el fluido tiene un comportamiento laminar, cuyo Nusselt se obtiene mediante la ecuación A.10. En cambio si el número de Reynolds es superior al valor crítico se tiene que el fluido es turbulento, cuyo Nusselt se obtiene mediante la ecuación A.11.

$$Nu_x = \frac{0,3387 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,0468}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad (\text{A.10})$$

$$Nu_x = 0,0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (\text{A.11})$$

Los valores del número de Nusselt de las ecuaciones A.10 y A.11 dependen la posición en donde se evalué, es por esto que se calcula el número promedio de Nusselt mediante la integración de este, como se observa en la ecuación A.12.

$$\overline{Nu}_L = \int_0^L \frac{Nu_x}{x} dx \quad (\text{A.12})$$

De la ecuación A.12, se obtiene el siguiente valor para el número promedio de Nusselt para flujo laminar.

$$\overline{Nu}_L = \frac{0,6774 Pr^{1/3} Re_L^{1/2}}{\left[1 + \left(\frac{0,0468}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad (\text{A.13})$$

En cuanto, al número promedio de Nusselt para flujo turbulento se tiene la ecuación A.14.

$$\overline{Nu}_T = \frac{0,6774 Pr^{1/3} Re_{\text{crit}}^{1/2}}{\left[1 + \left(\frac{0,0468}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} + 0,037 Pr^{1/3} (Re_L^{0,8} - Re_{\text{crit}}^{0,8}) \quad (\text{A.14})$$

Luego se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección reemplazando el valor del número promedio del Nusselt en la ecuación A.9.

Apéndice B

Coeficiente de transferencia de calor por convección al interior de un tubo

Para poder obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de un tubo es necesario analizar el comportamiento del fluido mediante el número de Reynolds, el cual se obtiene mediante la ecuación B.1; donde se utiliza el diámetro característico del tubo. Para determinar el comportamiento del fluido se fija un valor crítico ($Re_{e,d} = 2300$), en donde si el número de Reynolds es menor a este valor el flujo tiene un comportamiento laminar, en cambio si el número es mayor a $Re_{e,d} = 3000$ entonces el flujo es totalmente turbulento, en caso que el número de Reynolds este entre estos valores el flujo tiene un comportamiento de transición desde laminar a turbulento. [9]

$$Re_{D_h} = \frac{VD_h}{\nu} \quad (B.1)$$

B.1. Coeficiente de transferencia de calor para flujo laminar al interior de un tubo

Cuando el flujo presenta un comportamiento laminar se tiene que el número promedio de Nusselt no se ve afectado por la rugosidad del tubo, sino de la forma en que se transfiere la energía hacia el fluido en su interior. Al estar el fluido totalmente evaporado y la pared del tubo no posee una temperatura constante, se considera que existe flujo constante de calor que transfiere la pared del tubo; por lo que el número promedio de Nusselt se obtiene mediante la ecuación B.2.[9]

$$\overline{Nu}_{D_h} = 4,36 + \frac{[0,1156 + \frac{0,08569}{Pr^{0,4}}] Gz}{[1 + 0,1158Gz^{0,6}]} \quad (B.2)$$

En la ecuación B.2 se utiliza en número adimensional de Graetz, que caracteriza el flujo laminar en un conducto, el cual se obtienen mediante la ecuación B.3 donde D_h es el diámetro hidráulico del tubo; L es el largo del segmento de sobrecalentamiento.

$$Gz = \frac{1}{L^*} = \frac{D_h Re_{D_h} Pr}{L} \quad (\text{B.3})$$

B.2. Coeficiente de transferencia de calor para flujo turbulento al interior de un tubo

El numero promedio de Nusselt cuando el flujo tiene un comportamiento turbulento no es afectado por la forma del conducto en que se encuentra el fluido, sin embargo presenta una gran dependencia del factor de fricción (f_{fd}); el cual depende de la rugosidad de la pared; en caso que la pared sea lisa se utiliza la ecuación B.4.[9]

$$f_{fd} = \frac{1}{[0,790 \ln(Re_{D_h}) - 1,64]^2} \quad (\text{B.4})$$

En caso que la pared dentro del tubo presente rugosidades en su interior se utiliza la ecuación B.5.[9]

$$f_{fd} = \left\{ -2,0 \log_{10} \left[\frac{2e}{7,54D_h} - \frac{5,02}{Re_{D_h}} \log_{10} \left(\frac{2e}{7,54D_h} + \frac{13}{Re_{D_h}} \right) \right] \right\}^{-2} \quad (\text{B.5})$$

El numero promedio de Nusselt para un fluido turbulento dentro de un tubo viene dado por la ecuación B.6, el cual utiliza el factor de rugosidad dado por la ecuación B.4 o B.5.

$$Nu_{D_h} = \frac{\left(\frac{f_{fd}}{8}\right) (Re_{D_h} - 1000) Pr}{1 + 12,7 (Pr^2 / 3 - 1) \sqrt{\frac{f_{fd}}{8}}} \cdot \left[1 + \left(\frac{L}{D_h}\right)^{-0,7} \right] \quad (\text{B.6})$$

Apéndice C

Resistencia térmica

La resistencia térmica total de cada zona se obtiene mediante la suma entre la resistencia térmica del aire y la resistencia térmica del refrigerante.

C.1. Características del intercambiador.

El intercambiador de calor consiste en un radiador, el cual se observa en la Figura C.1. Donde W es el ancho, H el alto, s_v es la distancia entre tubos, th_{fin} es el espesor de la aleta y p_{fin} es la distancia entre aletas; P es el ancho de las aletas.

Estos intercambiadores pueden poseer más de una hilera de tubos por lo que el largo total del tubo está dado por la ecuación C.1, en donde $N_{t,row}$ es la cantidad de segmentos de tubos por hilera; $N_{t,col}$ es la cantidad de hileras de tubos presentes en el radiador.

$$L = N_{t,row}N_{t,col}W \quad (C.1)$$

El área de la superficie de intercambio de calor de la aleta está dada por la ecuación C.2

$$A_{s,fin,tot} = 2\frac{W}{p_{fin}} \left(HP - N_{t,row}N_{t,col} \frac{\pi D_{out}^2}{4} \right) \quad (C.2)$$

Mientras que la área sin aletas está dada por la ecuación C.3.

$$A_{s,sinfin} = \pi D_{out}L \left(1 - \frac{th_{fin}}{p_{fin}} \right) \quad (C.3)$$

Por lo que el área total en contacto con el aire es la suma del área de las aletas con el área sin aleta.

La eficiencia total de la superficie se obtiene mediante la ecuación C.4, en la cual se considera la eficiencia de una aleta circular alrededor del tubo η_{fin} , con un diámetro igual a la menor distancia entre tubos.

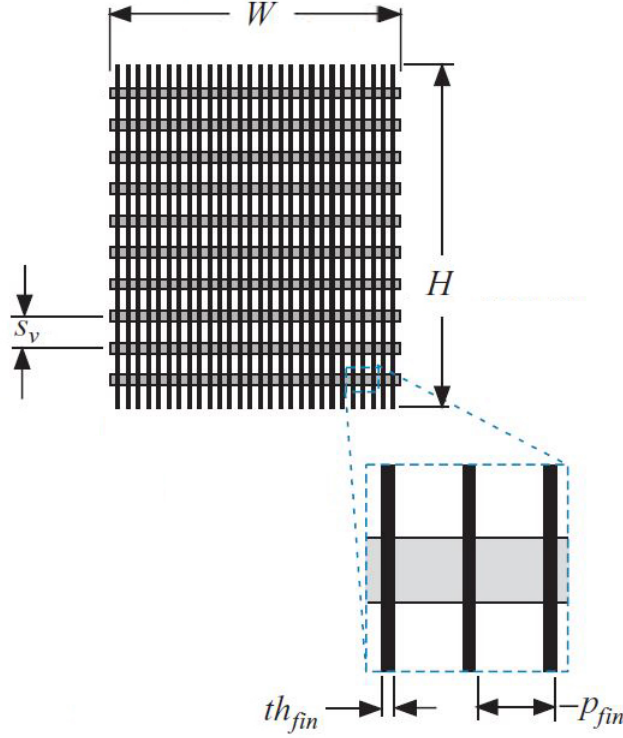


Figura C.1: Diagrama de intercambiador de calor.
Adaptado de [9]

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{s,fin,tot}}{A_{tot}} (1 - \eta_{fin}) \quad (C.4)$$

C.2. Resistencia térmica del aire

La resistencia térmica del aire se obtiene mediante la ecuación C.5, en la cual utiliza el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección del aire (\bar{h}_{aire})

$$R_{aire} = \frac{1}{\eta_o \bar{h}_{aire} A_{tot}} \quad (C.5)$$

Las propiedades del aire (ρ_{air} densidad; $c_{p,air}$ calor específico) se obtiene por medio de la temperatura promedio entre el refrigerante y la aleta, dada por la ecuación C.6.

$$\bar{T} = \frac{(T_{R,ent} + T_{air,ent})}{2} \quad (C.6)$$

El coeficiente promedio de transferencia de calor del aire (\bar{h}_{aire}) se obtiene mediante el número de Stanton, el cual es un número adimensional que mide la relación entre el calor transferido a un fluido y su capacidad calorífica, este número se utiliza para caracterizar la

transferencia de calor en flujos por convección forzada y se define mediante la ecuación C.7, en donde V es la velocidad del fluido externo (aire). [31]

$$St = \frac{h_{\text{aire}}}{\rho_{\text{air}} V c_{p,\text{air}}} = Nu \frac{1}{Re Pr} \quad (C.7)$$

El número de Stanton se obtiene por medio del factor de Colburn j_H , el cual representa un coeficiente adimensional de transferencia de calor con respecto al momento que posee el fluido, este valor se obtiene mediante pruebas experimentales en la configuración deseada, en este caso se utiliza la configuración *fc_tubes_s80_38T* presente en el programa EES. Mediante el factor de Colburn y el número de Prantl se obtiene el valor del número de Stanton por medio de la correlación C.8 [9].

$$j_H = St Pr^{(2/3)} \quad (C.8)$$

Al despejar el valor del número de Stanton obtenido por la ecuación C.8 en la ecuación C.7, se obtiene el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección del aire junto con la resistencia térmica, la cual dependerá de la zona en que se estudia; en caso que sea en la zona bifásica se obtiene que la resistencia térmica del aire mediante la ecuación C.9, mientras que la resistencia térmica en la zona de sobrecalentamiento esta dada por la ecuación C.10.

$$R_{\text{aire,eva}} = \frac{R_{\text{aire}}}{F_{\text{sat}}} \quad (C.9)$$

$$R_{\text{aire,sobre}} = \frac{R_{\text{aire}}}{1 - F_{\text{sat}}} \quad (C.10)$$

C.3. Resistencia térmica del refrigerante

La resistencia térmica del refrigerante al igual que la resistencia térmica del aire depende del estado en que se encuentra el refrigerante. Esta resistencia se obtiene mediante la ecuación C.11, la cual considera el diámetro interior de la tubería (D_{in}), el largo del tubo en la zona del intercambiador (bifásica, sobrecalentado) (L_{zona}) y el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección del refrigerante en el estado en que se encuentre ($h_{r,\text{zona}}$).

$$R_{R,\text{zona}} = \frac{1}{\bar{h}_{R,\text{zona}} \pi D_{in} L_{\text{zona}}} \quad (C.11)$$

Para el caso de la zona de sobrecalentamiento el coeficiente de calor por convección se obtiene mediante el Apéndice B.

C.3.1. Zona bifásica

El refrigerante experimenta distintos regímenes a medida que se evapora, como se observa en la Figura C.2, esto provoca que el coeficiente de transferencia de calor del fluido varié. Por lo que este coeficiente de transferencia de calor se calcula como un promedio de coeficientes a distintos títulos de vapor (x) del refrigerante, para determinar este coeficiente en cada título de vapor se utiliza la correlación de Shah (\tilde{h}), que relaciona el coeficiente de transferencia de calor por convección en estado líquido con el coeficiente de calor con el título de vapor actual, como se observa en la ecuación C.12.

$$\tilde{h} = \frac{h}{h_l} \quad (\text{C.12})$$

La correlación de Shah estima el coeficiente de transferencia de calor en base a tres números: Número de convección (C_o), el cual se obtiene mediante la ecuación C.13, donde utiliza la densidad de fluido en estado líquido ($\rho_{l,sat}$) y la densidad de vapor ($\rho_{v,sat}$); Número de ebullición (B_o), el cual se obtiene mediante la ecuación C.14 que considera la entalpía de evaporación, el flujo de calor absorbido por la pared y el flujo másico en función del área ($G = \dot{m}/A_c$); Número de Froude (F_r), el cual es una relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de gravedad que actúan el fluido, este se obtiene mediante la ecuación C.15.

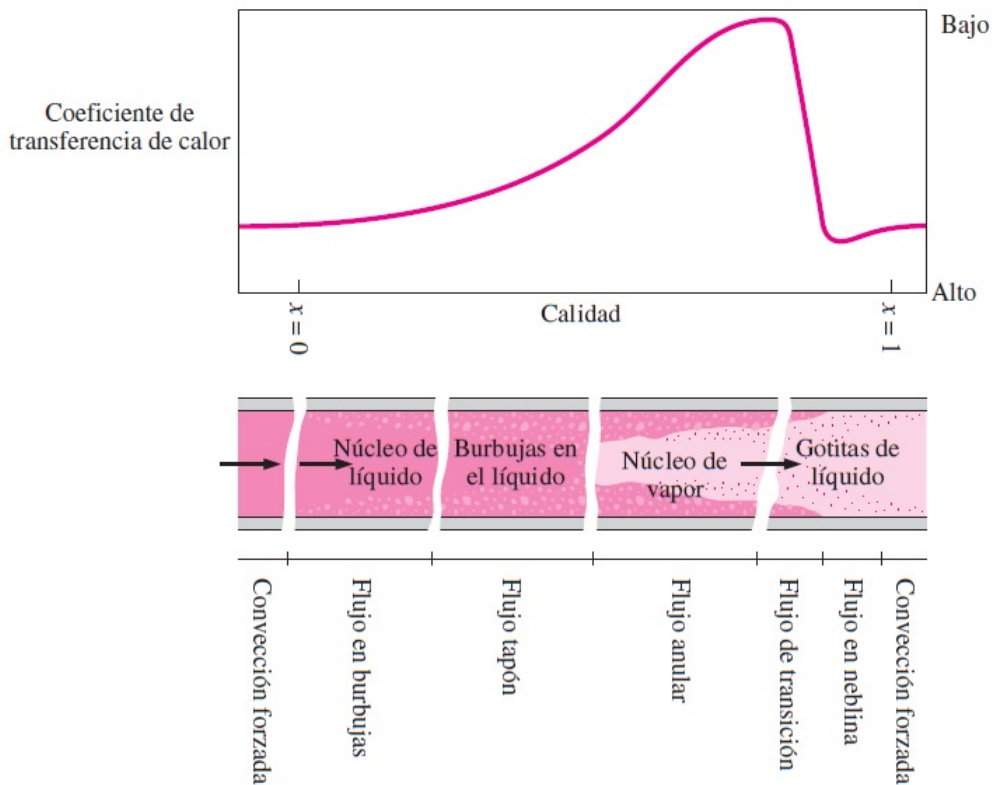


Figura C.2: Regímenes a medida que se evapora el fluido. Obtenida de [10]

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,8} \sqrt{\frac{\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}}} \quad (C.13)$$

$$Bo = \frac{q_s''}{G\Delta h_{ev}} \quad (C.14)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_{l,sat}^2 g D_h} \quad (C.15)$$

Las correlación de Shah obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor por medio de comparación de parámetros en función de los valores de los distintos números expresados por las ecuaciones C.16, C.17, C.18, C.19, C.20 y C.21 [9].

$$N = 0,38CoFr^{-0,3}. \quad (C.16)$$

$$\tilde{h}_{cb} = 1,8N^{-0,8} \quad (C.17)$$

$$h_{nb} = \begin{cases} 230\sqrt{Bo} & \text{si } Bo \geq 0,3 \times 10^{-4} \\ 1 + 46\sqrt{Bo} & \text{si } Bo < 0,3 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (C.18)$$

$$\tilde{h}_{bs,1} = \begin{cases} 14,70\sqrt{Bo} \exp(2,74N^{-0,1}) & \text{si } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15,43\sqrt{Bo} \exp(2,74N^{-0,1}) & \text{si } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (C.19)$$

$$\tilde{h}_{bs,2} = \begin{cases} 14,70\sqrt{Bo} \exp(2,47N^{-0,15}) & \text{si } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15,43\sqrt{Bo} \exp(2,47N^{-0,15}) & \text{si } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (C.20)$$

$$\tilde{h} = \begin{cases} \text{MAX} \left(\tilde{h}_{cb}, \tilde{h}_{bs,2} \right) & \text{si } N \leq 0,1 \\ \text{MAX} \left(\tilde{h}_{cb}, \tilde{h}_{bs,1} \right) & \text{si } 0,1 << N \leq 1,0 \\ \text{MAX} \left(\tilde{h}_{cb}, \tilde{h}_{nb} \right) & \text{si } N > 0,1 \end{cases} \quad (C.21)$$

La correlación de Shah es valida para fluidos turbulentos ($Re = 2300$), por lo que cuando el fluido menor al valor critico se despeja el titulo de vapor tal que de un Reynolds (ver la ecuación C.22) mayor al valor critico, como se observa en la ecuación C.23 [9].

$$Re_{D_h,l} = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_{l,sat}} \quad (C.22)$$

$$x_{calculado} = 1 - 2300 \frac{\mu_{l,sat}}{GD_h} \quad (C.23)$$

Se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección para fluido en estado líquido mediante la ecuación C.24, en donde utiliza el coeficiente de transferencia de calor por conducción del refrigerante en estado líquido ($k_{l,sat}$), el factor de fricción (f_l) el cual se obtiene mediante la ecuación C.3.1.

$$h_l = \left[\frac{\left(\frac{f_l}{8}\right) (Re_{D_h,l} - 1000) Pr_{l,sat}}{1 + 12,7 \left(Pr_{l,sat}^{2/3} - 1\right) \sqrt{\frac{f_l}{8}}} \right] \frac{k_{l,sat}}{D_h} \quad (C.24)$$

$$f_l = \frac{1}{2 [0,790 \ln(Re_{D_h}) - 1,64]^2} \quad (C.25)$$

A la vez se calcula el número de Reynolds asumiendo que el fluido esta totalmente evaporado, en donde en caso que sea mayor al valor critico, se reemplaza en las ecuaciones C.24 y junto con el número de Prandlt y el coeficiente de transferencia de calor por conducción por los valores del vapor saturado. Sin embargo en caso que el número de Reynolds sea menor al valor critico se utiliza la ecuación C.26 para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección.[9]

$$h_v = 3,66 \frac{k_{v,sat}}{D_h} \quad (C.26)$$

El coeficiente de transferencia de calor se obtiene mediante la ecuación C.27.

$$h = h_v + (x - 1) \cdot \frac{h_l \cdot \tilde{h} - h_v}{x_{calculado} - 1} \quad (C.27)$$

Apéndice D

Indicadores Económicos

D.1. Razón entre ahorro de costo de combustible durante el periodo de vida y los costos de combustible del primer año P_1

El valor P_1 , se estima mediante la ecuación D.1, en donde \bar{t} corresponde a la tasa efectiva del impuesto a la renta; C que es un número booleano en donde toma el valor de 1 cuando el sistema produce ingresos y adquiere un valor de 0 cuando no. [17]

$$P_1 = (1 - C\bar{t})PWF(N_e, i_F, d) \quad (D.1)$$

D.2. Razón entre los gastos incurridos debido a la inversión de capital adicional y la inversión inicial P_2 .

El valor P_2 , se estima mediante la ecuación D.2; en donde D corresponde a la razón entre el pago inicial fuera del préstamo y la inversión inicial; i_F tasa de inflación del combustible; m tasa de interés del préstamo; t tasa al patrimonio basado en el valor tasado; N_e periodo de análisis económico; N_L Plazo del préstamo; N_D periodo de depreciación; N_{min} periodo en donde los pagos del préstamo influyen ; $N'_{mín}$ periodo en donde la depreciación influyen; M_s es la razón entre los costos varios que corresponde al seguro y mantención con la inversión inicial; V Razón entre el valor tasado del sistema evaluado en el primer año con la inversión inicial; R_v razón entre la venta del equipo al final del periodo de estudio con respecto a la inversión inicial. [17]

$$\begin{aligned}
P_2 = & D + (1 - D) \frac{PWF(N_{\min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \\
& - \bar{t}(1 - D) \left[PWF(N_{\min}, m, d) \left(m - \frac{1}{PWF(N_L, 0, m)} \right) + \frac{PWF(N_{\min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \right] \\
& + M_s(1 - C\bar{t})PWF(N_e, i, d) + tV(1 - \bar{t})PWF(N_e, i, d) \\
& - \frac{C\bar{t}}{N_D}PWF(N'_{\min}, 0, d) - \frac{R_v}{(1 + d)^{N_e}}(1 - C\bar{t})
\end{aligned} \tag{D.2}$$

D.3. PWF

La función PWF entrega el factor para determinar el valor presente de una serie de pagos con una tasa de inflación i por un periodo y con una tasa de descuento d , la función se define mediante la ecuación D.3.

$$PWF(N, i, d) = \sum_{j=1}^N \frac{(1 + i)^{j-1}}{(1 + d)^j} = \begin{cases} \frac{1}{d-i} \left[1 - \frac{(1+i)^N}{1+d} \right] & \text{si } i = d \\ \frac{N}{1+i} & \text{si } i \neq d \end{cases} \tag{D.3}$$

Apéndice E

Hoja de datos de bomba de calor Thermocold Zirio z-117

Los datos presentados a continuación son obtenidos mediante el el catálogo del equipo [32]

Tabla E.1: Datos de la bomba de calor ubicada en Beauchef 851.

Modelo	Sirio 117-Z	-
Marca	Thermocold	-
Refrigerante	R407C	
Potencia Nominal	21,1	[kW]
Cantidad de Ventiladores	2	
Potencia consumida por cada ventilador:	0,2	[kW]
Temperatura del agua en la salida	65	[°C]

Tabla E.2: Datos de operación de la bomba de calor.

Temperatura ambiental [°C]	Potencia consumida [kW]	Potencia térmica [kW]
-5	7,19	15,82
0	7,31	17,8
7	7,49	20,58
10	7,64	21,96

Apéndice F

Hoja de datos del compresor

Los datos del compresor son obtenidos mediante el catálogo del compresor [24].

Tabla F.1: Datos del compresor de la bomba de calor.

Modelo	ZH18KVE-TFD	
Marca	Copeland	
Refrigerante	R407C	
Desplazamiento volumétrico	17,1	[m ³ /h]
Voltaje	380-420	[V]
Frecuencia	50	[Hz]

Tabla F.2: Datos de operación del compresor.

Temperatura de evaporacion [°C]	Temperatura de condensacion [°C]	Potencia consumida [kW]	Flujo másico [kg/h]
-15	65	6,65	153,74
-10	65	6,93	189,63
-5	65	7,14	230,5
0	65	7,29	276,71
5	65	7,41	328,66
10	65	7,5	386,66
15	65	7,57	451,13