



Universidad de Concepción

Dirección de Postgrado

Facultad de Ingeniería -Programa de Magíster en Ciencias de la Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica.



**Sistemas combinados de Colectores Solares y Bombas de Calor:
configuraciones en serie vs configuraciones en paralelo
(Solar and Heat Pump Systems: Parallel vs Series Configuration)**

Tesis para optar al grado de Magíster en Ciencias de la Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica

JAVIER IGNACIO VEGA BENAVENTE

CONCEPCIÓN-CHILE

2018

Profesor Guía: Cristian Cuevas Barraza

Dpto. de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería

Universidad de Concepción

RESUMEN

La creciente demanda mundial por crear sistemas energéticamente más amigables con el medio ambiente no sólo abarca el sector industrial, sino que también crea la necesidad de diseñar ciudades sustentables y más eficientes. Con miras al futuro, varias propuestas buscan suplir la demanda energética domiciliaria utilizando energías y equipos más eficientes y menos contaminantes. Dentro de tales propuestas, los sistemas de energía solar y bombas de calor han cobrado mayor importancia desde el comienzo del presente milenio. El desempeño de estos equipos es muy sensible a factores como tipologías de construcción, condiciones meteorológicas, sistemas de control y equipos seleccionados, por lo que la optimización de su desempeño debe evaluarse para cada caso en particular.

Dicho esto, el presente trabajo se enfoca en el estudio de sistemas combinados de bombas de calor y colectores solares (sistemas SHP) no convencionales y en la comparación de su desempeño con los sistemas más convencionales. En efecto, la aplicación más común de los sistemas SHP es utilizar la bomba de calor y los colectores solares para abastecer de forma independiente un estanque de almacenamiento de energía, llamada configuración en paralelo. Sin embargo, existen otros conceptos de sistema en que la energía solar es utilizada de diferentes formas para servir como fuente de energía de la bomba de calor, es decir, colectores y bomba de calor operando en serie. Asimismo, algunas configuraciones de sistema permiten alternar entre ambos conceptos y utilizar la energía solar de forma directa o indirecta a conveniencia. Luego, en el presente trabajo, se dimensionan dos sistemas SHP, uno para calefacción y otro para preparación de agua caliente sanitaria. Estos sistemas son modelados en el ambiente que ofrece el software *TRNSYS* con el fin de realizar simulaciones numéricas de su comportamiento para determinar su desempeño en un periodo anual. Cada sistema ha sido modelado en dos configuraciones diferentes, denominadas A y B, capaces de operar entre una operación en paralelo y en serie según la programación de un sistema de control. La configuración A consiste en utilizar una bomba de calor con dos evaporadores que alternan: uno para que la bomba de calor trabaje como bomba de calor aire-agua y otro para que el equipo retire calor del circuito de los colectores solares. La configuración B consiste en implementar en la bomba de calor aire-agua un intercambiador de calor que precalienta el aire utilizando energía solar.

El sistema de control que aplica el criterio de conmutación entre la operación en paralelo o en serie está basado en 3 condiciones principales. Las dos primeras corresponden a verificar si los circuitos de los colectores solares y de la bomba de calor están previamente activos. Luego, el criterio de conmutación reemplaza la operación en paralelo por la utilización indirecta de los colectores si es que además de esos dos criterios la radiación solar disponible sobre los captadores se encuentra por debajo de un valor de referencia $G_{lim,control}$. Debido a la gran influencia de los factores climáticos sobre el desempeño de los equipos y el mismo sistema de control, los sistemas se evalúan mediante simulaciones numéricas en climas de 3 ciudades de Chile: Santiago, Concepción y Puerto Montt.

En todos los casos de estudio se encuentra un aumento de los indicadores anuales de rendimiento de la bomba de calor y de los colectores solares. Como es de esperar, la bomba de calor mejora su indicador SPF_{HP} porque trabaja una mayor cantidad de tiempo con una mayor fuente de calor de mayor temperatura.

El mayor aumento en el sistema de ACS se registra utilizando colectores de termosifón, pasando de 2.81 a 2.99. En el sistema de calefacción con los mismos colectores, se encuentra un mayor aumento máximo de SPF_{HP} de 3.67 a 4.35. Asimismo, los colectores solares aumentan su rendimiento promedio $\eta_{prom,col}$ por trabajar más tiempo a menor temperatura, disminuyendo sus pérdidas de energía por convección. En el sistema de ACS se encuentra un aumento de rendimiento en los colectores solares sin cobertura de hasta 18.8%, mientras que en el sistema de calefacción se registra un 11.5% de mejora. Sin embargo, esto no es condición suficiente para que el sistema en su conjunto sea más eficiente porque el aporte energético que suma la bomba de calor y los colectores solares resulta menor. Así, los resultados muestran que en casi todos los casos de estudio el indicador de rendimiento global de sistema *Seasonal Performance Factor* (SPF_{sist}) disminuye, variando en el peor de los casos de 5.35 a 4.3. Sólo en una minoría de los resultados se observa un aumento prácticamente despreciable del indicador. Luego, no se ha podido encontrar una radiación solar límite $G_{lim,control}$ en el sistema de control que permita maximizar el SPF_{sist} .

Basado en lo anterior, la contribución de la presente tesis de magister es mostrar la importancia del sistema de control de conmutación de operación asignado al sistema. Esto, porque podría ser posible mejorar los indicadores de rendimiento de sistema con un sistema de control diferente. En efecto, la programación del sistema de control implementado sólo activa la operación en serie si la bomba de calor y los colectores están previamente activos. Con esto implementado, una configuración de sistema que utilice la energía solar de forma indirecta no se justifica en los casos de estudio expuestos. Sin embargo, un sistema de control más complejo podría mantener los colectores solares en funcionamiento una mayor cantidad de tiempo si estos entran en su rango de temperaturas de operación por el hecho de comenzar a ser enfriados por la bomba de calor. La programación de tal sistema de control requiere determinar cada momento en que este enfriamiento permitiría sumar tiempo adicional de operación de los colectores. Si esta estrategia de control resulta beneficiosa o no para los presentes casos de estudios queda por determinar.

TABLA DE CONTENIDO

Resumen.....	ii
Índice de tablas.....	vi
Índice de ilustraciones.....	ix
1 Introducción	1
2 Estado del Arte de los Sistemas SHP.....	3
2.1 Estado del Arte de los Componentes.....	3
2.1.1 Sistemas de energía solar	3
2.1.2 Bombas de calor.....	5
2.1.3 Intercambiadores de calor de las bombas de calor.....	8
2.1.4 Almacenamiento de la energía.....	11
2.2 Particularidades de los sistemas combinados SHP.....	12
2.2.1 Clasificación y configuraciones existentes	12
2.2.2 Estimación de desempeño de sistema mediante modelación numérica.....	16
2.2.3 Efectos del dimensionamiento de los colectores solares y la bomba de calor sobre el desempeño global del sistema.	18
2.2.4 Usos y penetración en el mercado.....	20
2.2.5 Integración arquitectónica.....	23
3 Tesis y metodología	25
3.1 Hipótesis.....	25
3.2 Tesis.....	26
3.3 Metodología.....	26
4 Definición de la vivienda analizada y caracterización de su demanda energética.....	29
4.1 Vivienda estudiada y su complejo residencial.	29
4.2 Condiciones de borde climáticas evaluadas.	33
4.3 Caracterización de la demanda energética de calefacción.	34
4.3.1 Estimación de la carga térmica de calefacción mediante simulación numérica en régimen transiente.	34
4.3.2 Calificación energética de las viviendas	39
4.4 Caracterización de la demanda de Agua Caliente Sanitaria (ACS)	40
5 Diseño y modelado de los sistemas SHP	44
5.1 Configuración y diseño de los sistemas SHP estudiados.	44

5.1.1	Sistemas SHP para preparación de ACS.....	44
5.1.2	Sistemas SHP para cubrir demanda de calefacción	47
5.2	Dimensionamiento de los equipos.....	50
5.2.1	Sistema de Calefacción.	50
5.2.2	Sistema de ACS	51
5.3	Diseño y modelado de los componentes involucrados.....	52
5.3.1	Colectores solares térmicos.....	52
5.3.2	Estanque de agua de almacenamiento de energía	56
5.3.3	Bomba de calor para preparación de ACS	57
5.3.4	Piso radiante	64
5.4	Sistema de control que gobierna la conmutación del modo de operación.	64
5.5	Representación gráfica de los modelos en ambiente <i>TRNSYS</i>	65
6	Resultados de simulaciones y discusión	67
6.1	Resultados de simulaciones de los sistemas de preparación de ACS.....	68
6.1.1	Análisis global de sistema.....	68
6.1.2	Análisis de componentes.....	71
6.2	Resultados del modelo de sistema de calefacción.....	76
6.2.1	Análisis global de sistema.....	76
6.2.2	Análisis de componentes.....	78
6.2.3	Discusión sobre la no inclusión de la variable viento.....	83
7	Conclusiones y perspectivas	87
	Bibliografía	89
	Anexo 1	94
	Anexo 2	98
	Anexo 3	100
	Anexo 4	102
	Anexo 5	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Datos técnicos relativos a los materiales que componen las distintas capas de los muros de los edificios. (Instituto Nacional de Normalización, 1991)	30
Tabla 2: Tipos de muro que componen el complejo residencial y coeficiente global de transferencia de calor asociado. (Fuente: Elaboración Propia a partir de datos de Constructora Lontué).....	31
Tabla 3: Coeficientes superficiales de transferencia de calor. (Instituto Nacional de Normalización, 1991)	31
Tabla 4: Características de los vidrios y ventanales del complejo residencial. (Fuente: Elaboración Propia a partir de datos de Constructora Lontué)	32
Tabla 5: Norma Chilena exigida en la envolvente térmica de edificios en la Zona 4. (Ministerio de Vivienda y Urbanismo, 2007).....	32
Tabla 6: Zonificación térmica chilena (Ministerio de Vivienda y Urbanismo, 2007), Clasificación climática Köppen (Weatherbase, 2018) y datos climáticos (Meteonorm, 2017) que caracterizan las condiciones de borde climáticas seleccionadas.	33
Tabla 7: Temperatura de confort definida para cada horario. (Fuente: Elaboración Propia)	34
Tabla 8: Resumen de la carga térmica de calefacción de la vivienda en los tres climas evaluados. (Fuente: Elaboración Propia)	39
Tabla 9: Calificación energética CEV de la vivienda en las tres localidades evaluadas. (Fuente: Elaboración Propia).....	40
Tabla 10: Demanda de ACS y uso para un edificio multifamiliar. La demanda se define como el consumo de agua en el grifo a 48 (°C). (American Society of Plumbing Engineers, 2015)	40
Tabla 11: Consumo promedio diario y máximo de consumo por hora en la totalidad del complejo residencial asumiendo un perfil de consumo medio. (Fuente: Elaboración Propia).....	41
Tabla 12: Temperaturas típicas de uso para distintos dispositivos de fontanería. (American Society of Plumbing Engineers, 2015).....	41
Tabla 13: Carga térmica para preparación de ACS en los tres climas evaluados. (Fuente: Elaboración Propia).....	43
Tabla 14: Estrategia de control y datos del circuito de los colectores solares. (Fuente: Elaboración Propia).....	45
Tabla 15: Datos sobre el control del circuito bomba de calor-estanco de agua para ACS. (Fuente: Elaboración Propia).....	45
Tabla 16: Datos sobre el control del circuito de la bomba de calor-estanco. (Fuente: Elaboración Propia).....	48
Tabla 17: Datos sobre el control del circuito colectores-estanco. (Fuente: Elaboración Propia)	48
Tabla 18: Datos sobre el control del circuito cerrado estanco-piso radiante. (Fuente: Elaboración Propia).....	48
Tabla 19: Dimensionamiento de los principales equipos del sistema de calefacción. (Fuente: Elaboración Propia).....	50
Tabla 20: Datos técnicos de interés del piso radiante diseñado (Fuente: Elaboración Propia)	51

Tabla 21: Dimensionamiento de los principales equipos del sistema de calefacción. (Fuente: Elaboración Propia).....	52
Tabla 22: Datos técnicos de relevancia de los equipos Topson HC-30 y CRK-12 (Wolf Ibérica, S.A). (Magen Eco-Energy, 2010).....	53
Tabla 23: Coeficientes de la curva de rendimiento de los modelos CRK-12 y HC-30 (Wolf Ibérica, S.A) (Magen Eco-Energy, 2010)	53
Tabla 24: Datos sobre el diseño de las instalaciones de colectores solares simuladas. Datos válidos en la utilización de ambos tipos de colectores y para las configuraciones A y B de cada sistema. (Fuente: Elaboración Propia).....	55
Tabla 25: Datos de interés ingresados al módulo Type 534 que describen el estanque seleccionado para los sistemas de calefacción. La geometría corresponde a la del equipo comercial Wolf modelo SEM-1 de 300 (L). (Fuente: Elaboración Propia)	56
Tabla 26: Datos de interés ingresados al módulo Type 534 que describen el estanque seleccionado para los sistemas de ACS. (Fuente: Elaboración Propia)	57
Tabla 27: Información relativa a los calentadores eléctricos auxiliares asociados al estanque de ACS. (Fuente: Elaboración Propia)	57
Tabla 28: Parámetros ajustados para calcular la eficiencia isoentrópica y volumétrica del compresor Copeland ZH38K4E. (Fuente: Elaboración Propia)	60
Tabla 29: Principales datos técnicos de interés de la bomba de calor teórica aire-agua para calefacción modelada. (Fuente: Elaboración Propia).....	61
Tabla 30: Principales datos técnicos de interés de la bomba de calor teórica agua-agua modelada. (Fuente: Elaboración Propia)	61
Tabla 31: Principales datos técnicos de interés de la bomba de calor teórica aire-agua para ACS modelada. (Fuente: Elaboración Propia).....	62
Tabla 32: Principales datos técnicos de interés de la bomba de calor teórica agua-agua modelada para el sistema de ACS. (Fuente: Elaboración Propia).....	63
Tabla 33: Condiciones necesarias para que el sistema de control active el modo de operación en serie para los sistemas de configuración A. (Fuente: Elaboración Propia)	65
Tabla 34: Condiciones necesarias para que el sistema de control active el modo de operación en serie para los sistemas de configuración B. (Fuente: Elaboración Propia)	65
Tabla 35: Aumento relativo de cada indicador SHP_{HP} obtenido. Los valores se indican con respecto al valor obtenido en Glim, control = 0. (Fuente: Elaboración Propia).....	73
Tabla 36: Aumento máximo del rendimiento anual promedio $\eta_{prom, col}$ en cada configuración y clima evaluado. (Fuente: Elaboración Propia).....	73
Tabla 37: Disminución máxima del rendimiento de la fracción solar F_{solar} en cada configuración y clima evaluado. (Fuente: Elaboración Propia).....	74
Tabla 38: Temperatura promedio anual de los nodos 6 y 10 de los estanques de almacenamiento en ambos sistemas. El nodo 6 corresponde al punto de entrada del flujo de los colectores o del intercambiador de calor, y el nodo 10 al punto de salida. Los datos presentados corresponden a ambos sistemas en configuración A en el clima de Santiago para Glim, control = 0. (Fuente: Elaboración Propia).....	80

Tabla 39: Aumento máximo del rendimiento anual promedio η_{prom} , col en cada configuración y clima evaluado. (Fuente: Elaboración Propia).....	81
Tabla 40: Disminución máxima del rendimiento de la fracción solar F_{solar} en cada configuración y clima evaluado. (Fuente: Elaboración Propia).....	82
Tabla 41: Aumento relativo de cada indicador SHP_{HP} obtenido. Los valores se indican con respecto a su valor inicial para Glim, control = 0. (Fuente: Elaboración Propia)	82
Tabla 42: Velocidad promedio anual del viento de las tres ciudades estudiadas en un año típico. (Meteonorm, 2017)	84
Tabla 43: Parámetros asignados en el módulo Type 1290 al considerar el efecto del viento y no considerarlo. (Burch & Casey, 2009) (Magen Eco-Energy, 2010).....	85
Tabla 44: Resultados utilizando el Type 1290 y comparación con los resultados utilizando el Type 553. “V:No”: No considera efectos del viento. “V:Si”:Considera efectos del viento, “G=0”:Glim, control = 0 (Wm ²) . “G=500”: Glim, control = 500 (Wm ²) (Fuente: Elaboración Propia).....	85
Tabla 45: Valores de Predicted Mean Vote (PMV) y significado. (Fanger, 1970)	101
Tabla 46: Predicted Mean Vote para el horario de día y de noche. (Fanger, 1970)	101
Tabla 47: Datos de capacidad de calefacción y consumo de la bomba de calor teórica modelada al operar en modo aire-agua .Tal como se presentan, los valores se ingresan a TRNSYS normalizados con respecto a la capacidad de 9.01(kW) y consumo nominales del equipo de 2.03 (kW).....	105
Tabla 48: Datos de capacidad de calefacción y consumo de la bomba de calor teórica modelada al operar en modo agua-agua con un flujo nominal de agua en el lado fuente de 1188 (kg/h) .Tal como se presentan, los valores se ingresan a TRNSYS normalizados con respecto a la capacidad de 9.56(kW) y consumo nominales del equipo de 2.13 (kW).....	106
Tabla 49: Datos de capacidad de calefacción y consumo de la bomba de calor teórica modelada al operar en modo agua-agua con un flujo de agua en el lado fuente de 680.9 (kg/h) .Tal como se presentan, los valores se ingresan a TRNSYS normalizados con respecto a la capacidad de 9.56(kW) y consumo nominales del equipo de 2.13 (kW).....	107
Tabla 50: Datos de capacidad de calefacción y consumo de la bomba de calor teórica modelada al operar en modo agua-agua con un flujo de agua en el lado fuente de 2724 (kg/h) .Tal como se presentan, los valores se ingresan a TRNSYS normalizados con respecto a la capacidad de 9.56(kW) y consumo nominales del equipo de 2.13 (kW).....	108

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1: Colectores solares cubiertos: (a) Diseño comercial clásico de un colector solar plano cubierto (Greenspec, 2017) (b) Esquema del principio de funcionamiento de un colector de tubos de vacío (Marken, 2009).....	4
Figura 2: Simplificación de la ganancia de calor de los colectores solares cubiertos y no cubiertos, (a) para una radiación media de 500 (W/m ²) (Hadorn J. C., 2015) (b) Rendimientos típicos de distintos tipos de colectores. (Autopromotores, 2015)	5
Figura 3: (a) Esquema conceptual del funcionamiento de una bomba de calor. (Hadorn J. C., 2015) (b) Ciclo termodinámico simplificado del refrigerante. (Fuente: Elaboración propia)	6
Figura 4: (a) Ejemplo de integración de sistema SHP en una vivienda con bomba de calor usando aire como fuente de calor. (Hadorn J. C., 2015) (b) Ejemplo de monoblock de un sistema de bomba de calor comercial.....	8
Figura 5: (a) Temperatura de la tierra (sin perturbación) en función de la profundidad para un clima del hemisferio norte cerca de la superficie (b) a grandes profundidades (Hadorn J. C., 2015)	9
Figura 6: Esquemas de intercambiadores de calor subterráneos(a) horizontales y (b) verticales. (Regeocities, s.f.)	10
Figura 7: (a) Esquema de los circuitos hidráulicos de un sistema solar térmico con almacenamiento de energía en estanque de agua estratificado. (SOLFEX LTD, 2018) (b) Diferentes variantes para preparación de ACS en un estanque de agua estratificado: intercambiadores en espiral sumergidos, tanque cilíndrico interior y módulo externo de ACS. (Hadorn J. C., 2015)	12
Figura 8: Esquema y diagrama de (a) flujo de energía de un sistema en paralelo (b) un sistema en paralelo y en serie (c) y un sistema en paralelo, en serie y con regeneración. (Hadorn J. C., 2015).....	14
Figura 9: Esquema de sistema SHP (a) con precalentamiento de aire de la bomba de calor por energía solar (b) con intercambiador de calor post-evaporador para obtener mayor sobrecalentamiento del refrigerante mediante energía solar. (Lerch, Heinz, & Heimrath, 2013)	15
Figura 10: Esquema de sistema SHP (a) con bomba de calor agua-agua que utiliza como fuente de calor el agua del circuito de colectores (Lerch, Heinz, & Heimrath, 2013) (b) con bomba de calor de doble evaporador que puede utilizar aire como fuente de calor o agua de los colectores solares. (Fuente: Elaboración Propia).....	15
Figura 11: Ejemplo de radiación solar límite (Glim) en el campo de captadores bajo la cual operar el sistema SHP de doble evaporador en serie es beneficioso. Glim depende de la temperatura del flujo que satisface la demanda, la temperatura ambiental y la diferencia de temperaturas entre los colectores y el ambiente. (Haller & Frank, 2011)	16
Figura 12: Seasonal Performance Factor y consumo eléctrico de un sistema SHP para calefacción en función de la razón entre el área de los colectores y el área total a calefaccionar. Se presentan resultados para varios dimensionamientos de bomba de calor y tamaño de estanque de almacenamiento de agua. (Fraga, Holmluler, Mermoud, & Bernard, 2017)	19
Figura 13: Aumento de la fracción solar y disminución del rendimiento anual de los colectores en función del área total de los captadores. (Lazzarin, 2012).....	19
Figura 14: Superficie de colectores solares instalados por año (a). Crecimiento de las importaciones de sistemas solares térmicos (b). Porcentaje de importación de las dos clasificaciones mayores de colector solar (c). (Dandilion Energía y Medio Ambiente Ltda., 2012).....	21

Figura 15: Funciones de los sistemas ofrecidos por 72 empresas del mercado de sistemas SHP (a) Fuentes de energía de los sistemas ofrecidos por las 72 empresas del mercado SHP en seguimiento (b) (Hadorn J. C., 2015).....	21
Figura 16: Sistemas ofrecidos por 72 empresas en seguimiento clasificados por concepto (P: Paralelo; S: Serie ; R: Regenerativo) (a) Sistemas ofrecidos en seguimiento clasificados por tipo de colector solar utilizado (FPC: Flat Plate Collector; ETC: Evacuated Tubes Collector; UC: Unglazed Colector; PVT: Photovoltaic Thermal Collector) (b). (Hadorn J. C., 2015)	22
Figura 17: Sistemas en seguimiento correlacionados por tipo de colector utilizado y concepto del sistema SHP (c) (Hadorn J. C., 2015).....	22
Figura 18: Integración clásica de paneles PV y SC: (a) paneles con estructura soporte en techo plano (Framepool, 2017) (b) instalados en soporte techo inclinado (MERE Energy, s.f.) (c) instalados sin soporte en techo inclinado (LOPEZPANEL SL, 2015) (d) instalados en fachada de edificación (InProyect, s.f.).....	23
Figura 19: (a) Integración de sistema SHP en un edificio de departamentos (Fuente: Elaboración Propia) (b) Integración de bomba de calor geotérmica en una casa. (Design One Mechanical, 2014)..	24
Figura 20: Rango del potencial anual de usar calor de los colectores para el evaporador de la bomba de calor con beneficio para el SPF del sistema, dado en % del calor requerido por el evaporador (a y b) y en energía MWh de calor entregado (c y d). Resultados extraídos de literatura (Haller & Frank, 2011).	26
Figura 21: Curvas para cambiar de una operación en paralelo a una operación en serie en un sistema SHP con bomba de calor de dos evaporadores dado. Las curvas para la conmutación de modo de operación dependen de la variación del COP y del rendimiento η de los colectores solares. (Haller & Frank, 2011).	28
Figura 22: Ubicación geográfica del edificio de departamentos de referencia. Latitud 36°50'13.93"S;Longitud 73° 6'16.50"O. Fecha de las imágenes: 21 de Enero de 2016 (Google Earth, 2017).	29
Figura 23: Esquema de los edificios, nomenclatura y ubicación de los tipos de departamento en su interior. (Fuente: Constructora Lontué).	30
Figura 24: Comportamiento térmico de tres departamentos tipo A lado Este (a) en verano y (b) en invierno. (Fuente: Elaboración Propia).....	36
Figura 25: Demanda anual de potencia calefacción de la vivienda para mantener la temperatura mínima de confort de 22 (°C) en (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Puerto Montt durante la estación invernal. (Fuente: Elaboración Propia)	38
Figura 26: Significado de las distintas etiquetas de calificación energética. (Ministerio de Vivienda y Urbanismo, 2013).....	39
Figura 27: Perfil de consumo de ACS de un edificio residencial de mediana altura aplicado a la demanda del complejo residencial analizado. (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers., 2007)	41
Figura 28: Temperatura del agua de la red para cada ciudad estudiada en un año típico meteorológico. (Fuente: Elaboración Propia).	42
Figura 29: Esquema simplificado de los equipos y circuitos hidráulicos del Sistema A con bomba de calor de doble evaporador simulado en TRNSYS. (Fuente: Elaboración Propia).....	46

Figura 30: Esquema simplificado de los equipos y circuitos hidráulicos del Sistema B con bomba de calor aire-agua con precalentamiento de aire simulado en TRNSYS. (Fuente: Elaboración Propia). ...	47
Figura 31: Sistemas diseñados y modelados para cubrir la demanda de calefacción. (a) Sistema A y (b) Sistema B. (Fuente: Elaboración Propia).....	50
Figura 32: Curva de rendimiento de los colectores solares térmicos utilizados La curva azul corresponde a CRK-12; la azul, al modelo HC-30. (Fuente: Elaboración Propia).....	54
Figura 33: Descripción gráfica de los distintos ángulos de incidencia en un colector ETC. (Thermal Energy Systems Specialists, 2012)	55
Figura 34: Subdivisión del condensador en secciones. (Heinz & Haller, 2013)	59
Figura 35: Representación gráfica en ambiente TRNSYS del sistema SHP de agua caliente sanitaria en configuración A. Se aprecia en la figura los dos módulos que modelan la bomba de calor. (Fuente: Elaboración Propia).....	66
Figura 36: Representación gráfica en ambiente TRNSYS del sistema SHP de calefacción en configuración B. Se aprecia en la figura como el flujo de los colectores solares se direcciona hacia el estanque o a precalentar aire. (Fuente: Elaboración Propia).....	67
Figura 37: Indicadores globales de rendimiento SPF_{sist} de las configuraciones A y B del sistema SHP para ACS evaluados para distintos valores $G_{lim,control}$ en el sistema de control de conmutación de modo de operación. (Fuente: Elaboración Propia).....	69
Figura 38: Indicadores de rendimiento de la bomba de calor (SPF_{HP}) y de los colectores solares (F_{solar} y η_{col}) para cada configuración de sistema y cada $G_{lim,control}$ seteado en los climas de (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Puerto Montt. (Fuente: Elaboración Propia)	73
Figura 39: Energía total anual que contribuye la bomba de calor y los colectores solares al estanque de almacenamiento. (Fuente: Elaboración Propia)	75
Figura 40: Energía eléctrica anual consumida por los calentadores auxiliares del sistema de ACS en cada configuración y clima analizado. (Fuente: Elaboración Propia)	76
Figura 41: Indicadores globales de rendimiento SPF_{sist} de las configuraciones A y B del sistema SHP para calefacción evaluados para distintos valores $G_{lim,control}$ en el sistema de control de conmutación de modo de operación. (Fuente: Elaboración Propia).....	77
Figura 42: Indicadores de rendimiento de la bomba de calor (SPF_{HP}) y de los colectores solares (F_{solar} y η_{col}) para cada configuración del sistema de calefacción y cada $G_{lim,control}$ seteado en los climas de (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Puerto Montt. (Fuente: Elaboración Propia).....	80
Figura 43: Energía anual total aportada por los colectores solares y la bomba de calor al sistema de calefacción en cada caso de estudio. (Fuente: Elaboración Propia)	83
Figura 44: Velocidad del viento de las tres ciudades estudiadas durante un año típico. (Meteonorm, 2017)	84
Figura 45: (a) Ejemplo de panel PVT comercial (Solimpeks Solar S.L, 2017) (b) Resultados de eficiencia térmica de colectores PVT selectivos y no selectivos con células fotovoltaicas encapsuladas con Polisiloxano. (Matuska, Sourek, Jirka, & Pokorny, 2015).....	95
Figura 46: Esquema y diagrama P-h de un ciclo de bomba de calor con ciclo economizador incluyendo compresor con inyección de vapor. (SWEP International AB, 2015)	96
Figura 47: Esquema de la planta de cada uno de los 9 tipos de departamento. (Fuente: Constructora Lontué).....	99

Nomenclatura

<i>A</i>	Area, m ²
<i>ETC</i>	Evacuated Tubes Collector, colector solar de tubos de vacío
<i>FPC</i>	Flat Plate Collector, colector solar plano (cubierto)
<i>UC</i>	Uncovered Collector, colector Solar sin cubierta
<i>COP</i>	Coefficient of Performance
<i>F</i>	Fracción, porcentaje de aporte
<i>G</i>	Radiación Solar, W·m ⁻²
\dot{Q}	Flujo de calor, W
<i>Q</i>	Energía térmica, J
<i>SCOP</i>	Seasonal Coefficient of Performance
<i>SPF</i>	Seasonal performance factor
\dot{W}	Potencia, W
<i>W</i>	Energía eléctrica, J

Subíndices

<i>Lim</i>	Límite
<i>Control</i>	Control
<i>aux</i>	Auxiliar
<i>prom</i>	Promedio
<i>col</i>	Energía del Colector Solar al Estanque
<i>col,int</i>	Energía ganada por el Colector Solar de forma individual.
<i>ACS</i>	Agua Caliente Sanitaria
<i>el</i>	Electrico(a)
<i>global</i>	Global
<i>calef</i>	Calefacción
<i>HP</i>	Heat pump
<i>pp</i>	Pump
<i>solar</i>	Solar
<i>sist</i>	Sistema
<i>tot</i>	Total
<i>u</i>	Util
<i>est</i>	En (hacia) el estanque
<i>teórico</i>	Teórico

Símbolos Griegos

η	Eficiencia
τ	Tiempo, s





Capítulo 1

1 Introducción

Toda vivienda o proyecto habitacional busca tener incorporado algún sistema de climatización y de generación de agua caliente sanitaria. Estos aspectos en una vivienda son fundamentales para asegurar la calidad de vida de sus residentes, tanto en materia de confort como de salud. Por otro lado, la concienciación mundial sobre el problema del calentamiento global, el cuidado del medio ambiente y la importancia de la eficiencia energética ha llevado a la ingeniería a adoptar una actitud orientada a dar soluciones a tales problemas en todos los frentes. ¿Cómo enfrentan los planes urbanísticos de vivienda tal problemática? En Chile, la respuesta es a priori desalentadora, no existe a nivel nacional una notoria implementación de diseños de vivienda más eficientes energéticamente. En la zona central y sur del país, la calefacción residencial está principalmente basada en combustión de madera, parafina y gas licuado. De estos, la madera es la más frecuente por su alta disponibilidad y bajo costo. Desafortunadamente, la combustión de madera es la fuente principal de contaminación ambiental durante los periodos invernales, provocando que varias ciudades hayan sido declaradas saturadas por polución del aire. Por su lado, la preparación de agua caliente sanitaria (ACS) está basada principalmente en la combustión de gas natural o gas licuado. Acá, además de las preocupaciones medioambientales, surge la problemática del costo de los comburentes cuyo valor ha demostrado ser muy sensible a crisis energéticas pasadas. Sin embargo, se ha hecho investigación y también esfuerzos en la legislación para cambiar de dirección. Por ejemplo, el estándar actual de construcción del artículo 4.1.10 ha subido en el año 2007 el estándar de calidad de la envolvente térmica de las viviendas. No obstante, tal estándar ya podría considerarse anticuado y obsoleto. Por otro lado, también existen beneficios tributarios que *SEC* (Superintendencia de Electricidad y Combustibles) otorga a ciertos equipos relacionados con calefacción y ACS que se suman a los esfuerzos para promover las energías renovables y la eficiencia energética.

En este marco, la presente Tesis de Magíster en Ciencias de la Ingeniería trata el análisis de sistemas combinados de energía solar y bombas de calor (*Solar and Heat Pump*, o sistemas *SHP*) para calefacción y agua caliente sanitaria (ACS) aplicados en ciudades chilenas. Los sistemas de energía solar utilizan distintos tipos de paneles para convertir la radiación solar incidente en ellos en energía térmica utilizable. Por otro lado, una bomba de calor es una máquina donde un compresor impulsa un líquido refrigerante capaz de extraer calor de alguna fuente y transferirlo a un sumidero. Aunque ninguna de estas tecnologías es reciente, su utilización sólo ha empezado a masificarse en el último par de décadas; sin embargo, todavía de forma limitada en Chile. Correctamente implementados de forma conjunta o separada, tales sistemas han demostrado tener gran potencial. Por otro lado, diferentes conceptos de combinación entre la bomba de calor y los colectores solares existen. En particular, el presente trabajo se centra en la comparación entre dos conceptos fundamentales: sistemas *SHP* funcionando en paralelo donde la energía solar es agregada de forma directa al sistema y configuraciones en serie en que los colectores son usados de forma indirecta sufriendo de energía a la bomba de calor.

En primer lugar, la presente Tesis de Magíster expone una investigación bibliográfica sobre el estado de arte de los sistemas combinados de energía solar y bomba de calor, cuantificando su uso, describiendo la actual integración arquitectónica y exponiendo los temas actuales de investigación, entre otros. Luego, se clasifican los sistemas *SHP* según el análisis de las configuraciones y combinaciones existentes entre

los diversos subcomponentes de cada sistema. Aquí, se explican los dos conceptos fundamentales de sistemas SHP en serie y en paralelo y se encuentra la problemática que motiva la tesis: a pesar de que la actual literatura muestra que el rendimiento de cada componente de un sistema SHP mejora, la variación del desempeño global de sistema no es consistente entre casos de estudio. Es más, es común encontrar que el rendimiento anual global del sistema SHP disminuye al operar en serie. Por otro lado, se encuentran estudios que afirman que una operación en serie es conveniente por sobre una utilización directa de los colectores solares sólo bajo ciertas condiciones de operación, primordialmente en situaciones de baja radiación solar disponible.

En segundo lugar, y basado en lo anterior, se exponen las hipótesis del presente trabajo y la tesis que es puesta a prueba: un sistema SHP capaz de conmutar entre operación en serie y en paralelo para maximizar su *Seasonal Performance Factor* debe tener un sistema de control que permita operar los colectores solares en su tiempo potencial total de operación. Para poner a prueba esta tesis se ensayan diferentes sistemas SHP mediante simulaciones numéricas en el ambiente ofrecido por el programa *TRNSYS*. Luego, para llevar esto a cabo el Capítulo 4 del texto presenta el primer componente de la metodología: las condiciones de borde generales usadas en las simulaciones numéricas. Aquí, se presentan las demandas energéticas a cubrir en preparación de ACS y en calefacción, definiendo la vivienda modelada para representar esto último. Además, se describen las condiciones climáticas utilizadas en los diferentes casos de estudio, correspondientes a las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt. Acto seguido, en el Capítulo 5 se definen los sistemas SHP estudiados, sus configuraciones y el dimensionamiento de sus equipos. Además, se explican los modelos utilizados en *TRNSYS* para representar los componentes de sistema y la metodología con que fueron aplicados. Finalmente, en el Capítulo 6 se presentan los resultados de las simulaciones numéricas y la discusión de estos. Se realiza un especial énfasis en como varía el comportamiento de los sistemas al cambiar el sistema de control que decide cuando conmutar entre la operación en serie y en paralelo. De estos análisis, varias conclusiones se exponen en el Capítulo 7 que podrían explicar algunos resultados de la literatura y que abren la posibilidad de diversas perspectivas de trabajo futuro.

Capítulo 2

2 Estado del Arte de los Sistemas SHP

2.1 Estado del Arte de los Componentes

2.1.1 Sistemas de energía solar

El objetivo de los sistemas de energía solar es captar radiación electromagnética solar y transformarla en energía utilizable. Existen dos clasificaciones mayores: los sistemas activos y pasivos. Los sistemas pasivos consisten en la utilización de técnicas de arquitectura bioclimática, es decir, son estrategias de selección de orientación, geometrías y materiales que favorezcan captación de energía solar. La presente Tesis centra su atención en los sistemas solares activos. Estos se caracterizan por necesitar una fuente de energía externa al sistema para permitir su funcionamiento. Los sistemas solares activos utilizan paneles solares. Estos a su vez se dividen en tres clasificaciones: paneles fotovoltaicos (*PhotoVoltaic panel, o PV*), paneles fotovoltaicos térmicos híbridos (*Photovoltaic Thermal Hybrid Collector, o PVT*) y colectores solares (*Solar Collector, SC*), descritos a continuación. La presente Tesis se enfoca en estos últimos. Por estar relacionados, una descripción de los *PVT* se presenta en Anexo 1.

Los colectores utilizan algún fluido para enfriar el dispositivo y transferir la energía térmica al sistema deseado. Estos dispositivos se dividen principalmente en colectores de alta y baja temperatura. La mayoría de los colectores solares usados en sistemas SHP son de baja temperatura y enfriados por líquido circulante (Hadorn J. C., 2015). Así, el presente trabajo enfoca su atención en este tipo. La principal clasificación de los colectores solares de baja temperatura distingue aquellos que están cubiertos por un material transparente o no. El material de cobertura usualmente es vidrio templado. Los colectores cubiertos se subdividen en los captadores planos y los captadores de tubos de vacío.

Los colectores solares planos cubiertos (*Flat Plate Collector, o FPC*) se componen de un marco de aluminio que soporta la estructura del colector. En su cara superior, se encuentra la cubierta de vidrio. Luego, se sitúan los tubos a través de los cuales circula el fluido calorportador junto con la placa absorbadora, la cual está recubierta de pintura de alta absorción. Entre los tubos y la cubierta de vidrio existe una cámara de aire. Toda la estructura debe estar aislada tanto en la parte posterior como en los costados. Los colectores sin cubierta (*Unglazed Solar Collector, o USC*) tienen en su mayoría el mismo diseño pero sin el vidrio protector ni la aislación en la cara posterior. Los colectores de tubos al vacío (*Evacuated Tubes Collector, o ETC*) constan de un cabezal superior por donde fluye el líquido. La transferencia de calor hacia el líquido se realiza mediante un tubo termosifón bifásico (*Heat Pipe*). Estos tubos están a su vez insertos en tubos de vidrio al vacío rodeados de un material absorbente opaco. La *Figura 1* expone gráficamente el diseño y funcionamiento de los colectores FPC y ETC.

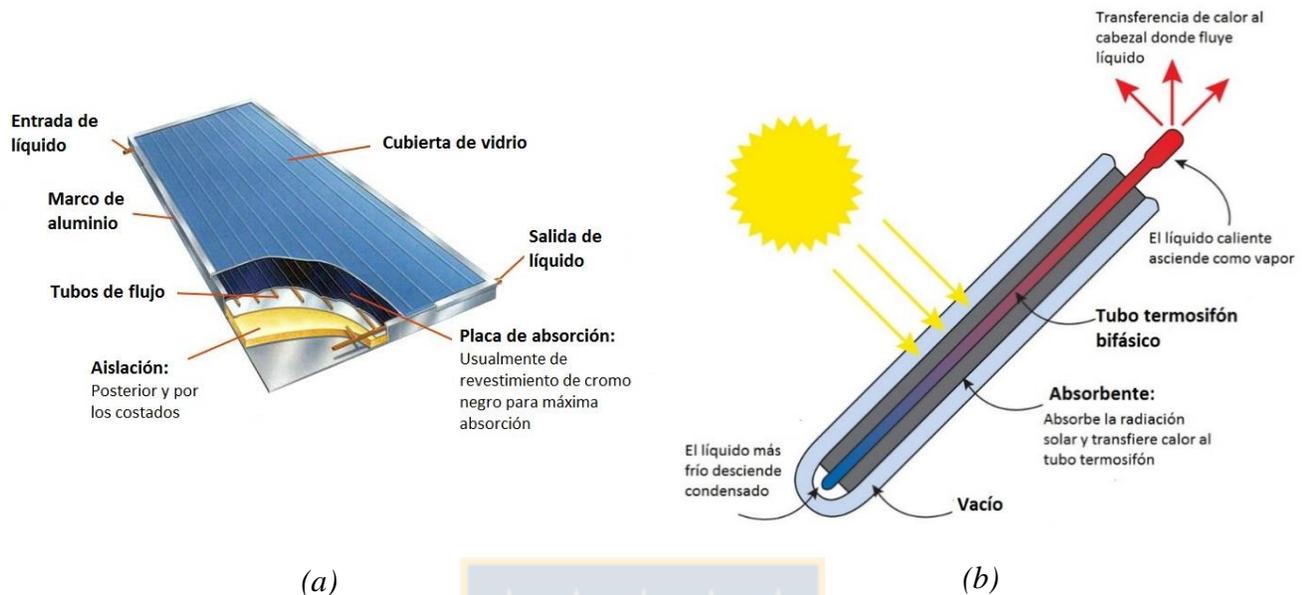


Figura 1: Colectores solares cubiertos: (a) Diseño comercial clásico de un colector solar plano cubierto (Greenspec, 2017) (b) Esquema del principio de funcionamiento de un colector de tubos de vacío (Marken, 2009).

El rendimiento de un colector solar se define mediante el calor entregado al líquido circulante y la energía solar incidente, tal como se presenta en la *Ecuación (1)*.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_l}{I * A_c} \quad (1)$$

Todos los colectores solares presentan pérdidas energéticas térmicas y ópticas. Las pérdidas térmicas son las pérdidas por convección al ambiente, mientras que las pérdidas ópticas resultan de la absorción y reflexión de los materiales. Los rendimientos y características de los colectores cubiertos y no cubiertos son muy diferentes debido a que el vidrio disminuye la transferencia de calor por convección pero aumenta las pérdidas ópticas. Luego, los colectores cubiertos presentan un mejor rendimiento a altas temperaturas en el colector. Inversamente, los colectores sin cubierta pueden ganar energía por convección si la temperatura ambiental es mayor. La *Figura 2* muestra las curvas de rendimiento de los equipos.

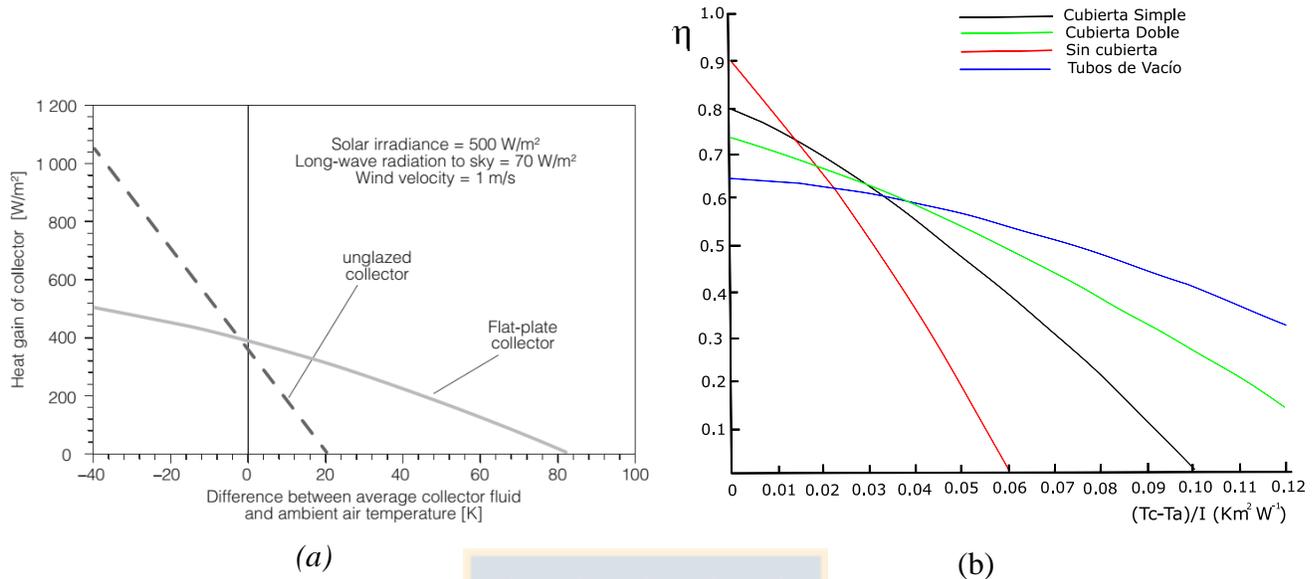


Figura 2: Simplificación de la ganancia de calor de los colectores solares cubiertos y no cubiertos, (a) para una radiación media de $500 (W/m^2)$ (Hadorn J. C., 2015) (b) Rendimientos típicos de distintos tipos de colectores. (Autopromotores, 2015)

Por último, el porcentaje de aporte energético total de un campo de colectores solares en un sistema SHP se define según la Ecuación (2). Esta definición de la norma *VDI-6002-1* y considera en su cálculo las pérdidas energéticas en los dispositivos de almacenamiento de energía del sistema SHP.

$$F_{solar} = \frac{\int \dot{Q}_{u,col} \cdot d\tau}{\int (\dot{Q}_{u,col} + \dot{Q}_{u,HP} + \dot{W}_{el,tot,aux}) \cdot d\tau} \quad (2)$$

2.1.2 Bombas de calor

Una bomba de calor es una máquina frigorífica. Estas máquinas son capaces de transportar calor desde una fuente fría hacia una fuente a mayor temperatura mediante el aporte de trabajo externo. Generalmente, el aporte de energía externa proviene de un compresor guiado por un motor eléctrico. Una bomba de calor utiliza un ciclo con fluido refrigerante para transportar la energía. En el ciclo simplificado, el fluido pasa por cuatro componentes principales: un evaporador, un condensador y una válvula de expansión; tal como se muestra en la *Figura 3*. Luego, el proceso es idéntico a un ciclo de refrigeración, sólo cambia el objetivo de la energía útil. Es más, existen bombas de calor reversibles que permiten utilizar el sistema para refrigeración o para calefacción. Un atractivo de las bombas de calor es que no producen contaminación de forma directa, no existen emisiones locales de gases ni partículas resultantes del proceso. Sin embargo, sí existe emisión indirecta de contaminantes ligada al fluido refrigerante utilizado y a la producción de energía eléctrica que puede ser en parte producida por una central termoeléctrica.

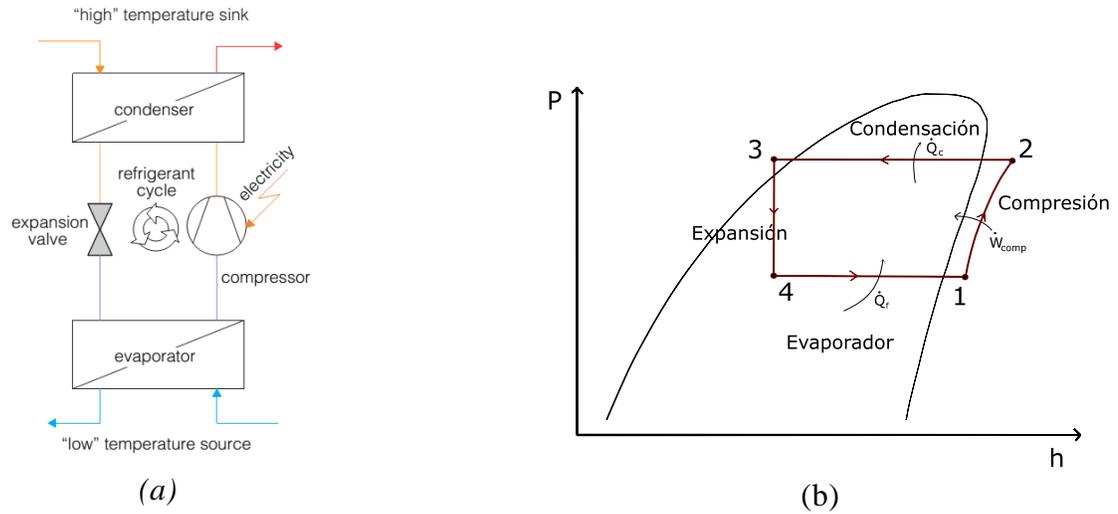


Figura 3: (a) Esquema conceptual del funcionamiento de una bomba de calor. (Hadorn J. C., 2015) (b) Ciclo termodinámico simplificado del refrigerante. (Fuente: Elaboración propia)

En la *Figura 3* se aprecian los flujos de energía en el ciclo del refrigerante. Luego, la ecuación general que rige el ciclo termodinámico de una bomba de calor es la *Ecuación (3)*.

$$\dot{Q}_c = \dot{W}_{\text{comp}} + \dot{Q}_f \quad (3)$$

Varios tipos de fuente se utilizan para extraer calor, así como varios sumideros para transferir la energía. Dentro de las fuentes de energía se encuentra el aire, tierra, agua y calores residuales. El aire es una fuente de alta disponibilidad y fácil explotación, sin embargo, es común que el sistema necesite de otra fuente de energía de apoyo. Es más usual que el resto de las fuentes pueden llegar a cubrir la demanda de calor en su totalidad. En viviendas, lo más común es utilizar el aire o la tierra como fuente (Hadorn J. C., 2015). Por otro lado, los sumideros de energía de estos sistemas son usualmente agua o aire. Luego, si por ejemplo una bomba de calor extrae calor del aire para transferirla a agua, se le denomina bomba de calor aire-agua.

Existen normas internacionales para evaluar el desempeño de una bomba de calor y sus sistemas asociados, como por ejemplo, la EN 15316-4-2. Tales normas, son aplicadas tanto para operaciones de calefacción como enfriamiento. Sin embargo, en general los indicadores de desempeño son calculados de forma separada para cada aplicación. Los índices de desempeño más relevantes se listan a continuación.

- *Coefficient of Performance (COP)*: Es el indicador más importante del desempeño de una bomba de calor operando en aplicaciones de calentamiento. En la mayor parte de las normas el COP se define para operación estacionaria del sistema. El COP da cuenta de la razón entre la energía útil y la energía suplida al sistema. La consideración de equipos auxiliares, tales como bombas de circulación de fluido, puede variar según la norma. Es común que el COP de las bombas de calor varíe entre 2.5 y 5.

$$\text{COP}_c = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (4)$$

Además, el ciclo perfecto de Carnot indica que el máximo rendimiento teórico posible en una bomba de calor operando en aplicación de calefacción es como indica la *Ecuación* (5).

$$\text{COP}_{c,\text{max}} = \frac{\bar{T}_c}{\bar{T}_c - \bar{T}_f} \quad (5)$$

- *Energy Efficiency ratio (EER)*: El EER es el equivalente del COP para aplicaciones de enfriamiento. Es común simplemente referirse a este indicador como el COP, a pesar de que existan normas que hagan la diferencia.

$$\text{EER} = \text{COP}_f = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (6)$$

Luego, el máximo rendimiento teórico posible de Carnot en esta aplicación es como indica la *Ecuación* (7).

$$\text{COP}_{f,\text{max}} = \frac{\bar{T}_f}{\bar{T}_c - \bar{T}_f} \quad (7)$$

Una de las problemáticas de la utilización de las bombas de calor es la variabilidad de la fuente de energía. Ilustración de esto es que en las bombas de calor de viviendas que utilizan aire como fuente, la mayor demanda de calor ocurre precisamente cuando la fuente se encuentra a menor temperatura. Por lo tanto, la calidad de la fuente no depende sólo de su temperatura, sino de su estabilidad. Por ejemplo, en el caso de las bombas de calor que usan energía geotérmica, donde la tierra mantiene una temperatura más estable, el rendimiento anual promedio (*Seasonal Performance factor*) puede alcanzar $\text{SPF}_{\text{HP}}=3.9$; mientras que en bombas de calor que utilizan aire como fuente, tal indicador ronda los $\text{SPF}_{\text{HP}}=2.9$ (Hadorn J. C., 2015). Por otro lado, la estabilidad de la temperatura del sumidero de calor también es relevante en el rendimiento del sistema. Cuantitativamente, una caída de 1 (K) del diferencial de temperatura entre la fuente y el sumidero de calor puede aumentar el COP en un 2 a 3 % (Hadorn J. C., 2015). En resumen, el control de las variables de las condiciones de operación es clave para un buen rendimiento.

Por otro lado, para predecir el funcionamiento de una bomba de calor previo a su instalación es necesario contar con herramientas que permitan cuantificar su rendimiento. Para los sistemas comerciales estándares existen métodos de cálculo aproximativos. Sin embargo, para evaluar el sistema en detalle, configuraciones nuevas o no convencionales la necesidad de crear un modelo es imperativa. Tales modelos deben considerar todas las dinámicas del sistema y la variabilidad de las condiciones de borde, notablemente las condiciones de las fuentes y sumideros de energía. No existe una única aproximación para esto: se utilizan modelos físicos y modelos de caja negra del sistema en estado cuasi-estacionario (Hadorn J. C., 2015). Los modelos físicos no tienen mucha popularidad para evaluar el rendimiento a grandes escalas temporales debido a que la simulación requiere de un gran tiempo computacional para iterar y resolver los estados termodinámicos en el ciclo del

refrigerante. Luego, los modelos semi-empíricos de caja negra son los más utilizados debido a que la representación del sistema que estos ofrecen es suficientemente precisa y requieren datos individuales de cada componente que comúnmente están disponibles. Para esto, distintos programas de simulación son utilizados, destacando *TRNSYS*, *Energy-Plus*, *ESP-r*, *Insel* y *Matlab Simulink*, entre otros (Hadorn J. C., 2015). Los datos de entrada a tales modelos son la temperatura de la fuente de calor y la temperatura del lado del sumidero. Por otro lado, ciertos modelos consideran otros efectos dinámicos como el *icing* y *defrosting* en este tipo de modelos (Afjei & Dott, 2011).

Existen también modelos más complejos orientados a diseñar nuevas configuraciones de bombas de calor. Estos se basan en el rendimiento del compresor y los coeficientes de transferencia de calor de los intercambiadores de calor. El compresor es simulado en base a hipótesis realizadas sobre el rendimiento volumétrico e isentrópico, o en base a mapas de rendimiento del fabricante. Tales modelos son atractivos por su flexibilidad para introducir modificaciones en el ciclo del refrigerante, tales como lazos economizadores, configuraciones en serie, des-sobrecalentadores o múltiples evaporadores; justificando su mayor consumo de recursos computacionales. En resumen, utilizan mapas de rendimiento para cada componente y se determina el estado termodinámico del refrigerante en cada iteración.

2.1.3 Intercambiadores de calor de las bombas de calor

Se ha mencionado previamente que para aplicaciones en viviendas, las fuentes de calor más comunes son el aire y la tierra. En una bomba de calor con aire como fuente, es usual utilizar evaporadores que intercambian calor directamente entre el aire y el refrigerante. Por el otro lado del circuito cerrado, es usual que el refrigerante interactúe con agua calorportante mediante otro intercambiador de calor. Comercialmente, se venden dispositivos apodados *Monoblocks* que consisten en cajas que contienen el compresor, la(s) válvula(s) de expansión y el evaporador. Los monoblocks se instalan al exterior de la vivienda, donde el intercambio de calor aire-refrigerante ocurre.

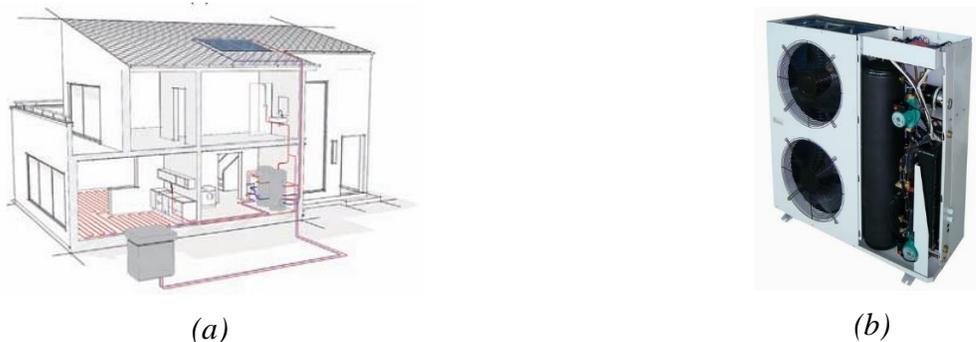


Figura 4: (a) Ejemplo de integración de sistema SHP en una vivienda con bomba de calor usando aire como fuente de calor. (Hadorn J. C., 2015) (b) Ejemplo de monoblock de un sistema de bomba de calor comercial.

Uno de los problemas que se presentan en la utilización de aire como fuente de calor es el *frosting*. En el evaporador la humedad del aire se congela, cambiando las condiciones transferencia de calor.

Las bombas de calor que extraen calor a partir de energía geotérmica, agua superficial o subterránea utilizan intercambiadores de calor acoplados a la tierra. Existe un auge actual de tales sistemas

ligados a la energía geotérmica. Esto se debe a que el desempeño de las bombas de calor de este tipo es mayor a las aerotérmicas. La explicación es la estabilidad de la fuente de calor: la variabilidad de temperatura de la tierra es muy baja. Esto ocurre especialmente sobre todo a profundidades entre 6 a 50 (m), donde la temperatura de la tierra es cercana a la temperatura promedio anual del aire en la localidad. Estos gradientes, derivados de la ecuación de la conductividad térmica, se aprecian en la *Figura 5*. Se concluye que, en comparación al aire, la tierra está a mayor temperatura en invierno, lo que es conveniente para calefacción; y está a menor temperatura en verano, lo que conviene para operaciones de enfriamiento. Las desventajas de utilizar la energía geotérmica es que se necesita de mayor espacio disponible para las instalaciones, es más caro y además la temperatura promedio de la tierra circundante a los intercambiadores de calor puede decrecer a largo plazo si es que no existe un sistema de regeneración.

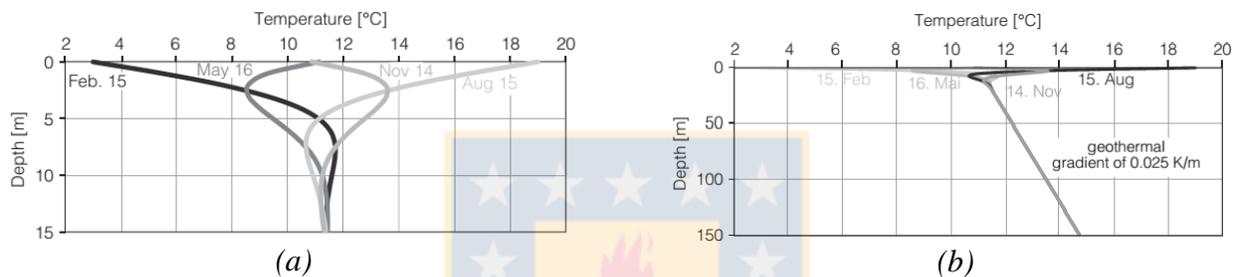


Figura 5: (a) Temperatura de la tierra (sin perturbación) en función de la profundidad para un clima del hemisferio norte cerca de la superficie (b) a grandes profundidades (Hadorn J. C., 2015).

La extracción de calor de la tierra se puede realizar mediante circuitos abiertos o cerrados. Los circuitos abiertos usan, por ejemplo, reservas de agua subterránea como fuente directa de calor. El agua se bombea, extrayéndola de la tierra para intercambiar calor con el refrigerante y drenarla nuevamente hacia la tierra o a un cauce; más fría o más caliente, dependiendo de la operación. Dentro de los lazos cerrados, existen los de evaporación directa e indirecta. Si el evaporador intercambia calor con un circuito cerrado de líquido que a su vez intercambia calor con la tierra, entonces se trata de un sistema de evaporación indirecta puesto que el líquido actúa como portador de energía. El líquido que se utiliza en el lazo cerrado usualmente es una solución de agua con anticongelante (monopropilenglicol o metanol, por ejemplo). Por otro lado, si el refrigerante recibe el calor circulando directamente en el intercambiador de calor subterráneo, entonces se trata de un sistema de evaporación directa. Los sistemas de evaporación directa son más eficientes debido a que tienen menores pérdidas térmicas y requieren de menos equipos auxiliares. Sin embargo, necesitan mayor carga de refrigerante (mayor costo), pueden existir problemas de lubricación del compresor y son más difíciles de instalar. Este último factor es crítico y es la causa de que los sistemas de evaporación indirecta sean los más utilizados a pesar de su menor eficiencia (Hadorn J. C., 2015).

Los intercambiadores de calor subterráneos (*Ground Heat Exchanger*, o *GHX*) usualmente son fabricados de polietileno o polibutileno de alta densidad y son clasificados en verticales (*VGHX*) o horizontales (*HGHX*) en función de su extensión y disposición espacial. En general, los *VGHX*'s son más eficientes, necesitan menor área superficial del terreno para instalación y son más costosos para instalar. Luego, son más adecuados para sistemas de mayor envergadura. Estos intercambiadores consisten en pozos profundos, típicamente entre 45 a 150 (m) donde se ubican

tubos en forma de U de diámetros de 2 a 4 (cm). La implementación de VGHX de gran profundidad se encuentra en investigación (Huber, 2005) (Goffin, 2011).

Por su lado, los HGHX's se caracterizan por estar instalados a baja profundidad, usualmente entre 1 a 3 (m). Luego, una de las diferencias fundamentales entre estos y los VGHX es que los intercambiadores horizontales son afectados por la variabilidad estacional de la temperatura ambiente, mientras que los intercambiadores verticales no. Existen 3 subclasificaciones de estos tipos de intercambiadores: horizontales, orientados verticalmente e integrados a edificio. Para el caso de estos últimos, debe tenerse especial cuidado de evitar los puentes térmicos entre el HGHX y el edificio.

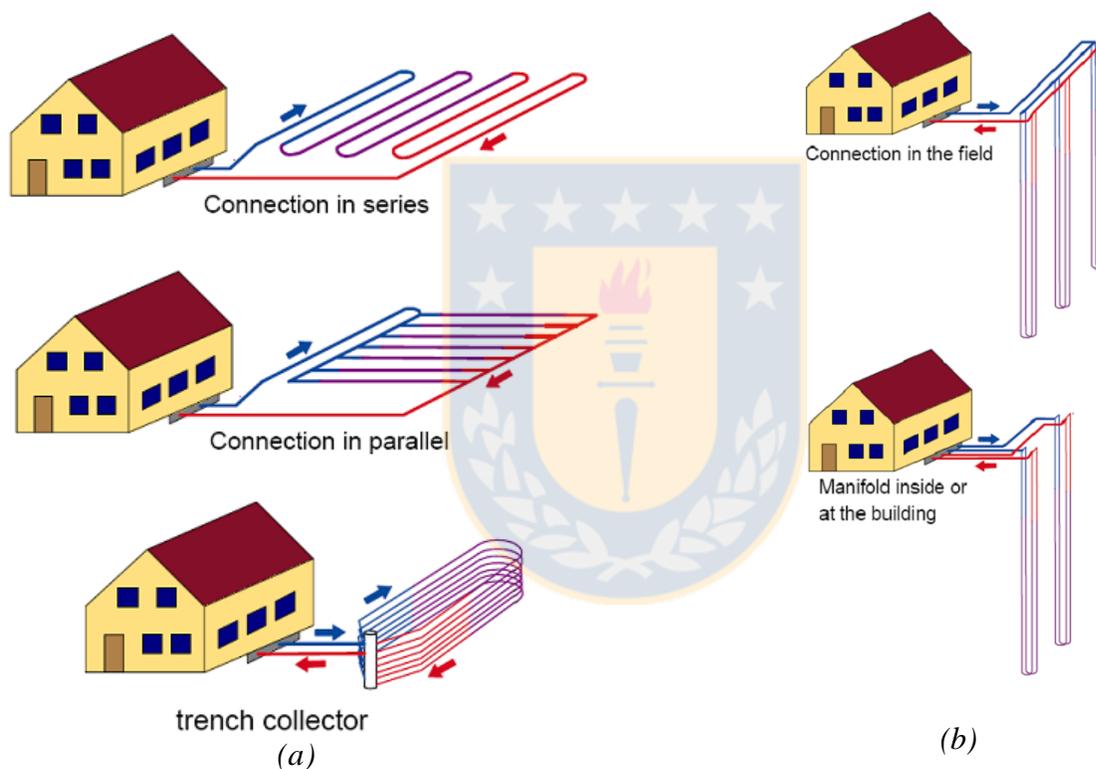


Figura 6: Esquemas de intercambiadores de calor subterráneos (a) horizontales y (b) verticales. (Regeocities, s.f.)

La inversión para instalar un GHX es alrededor de un 30% a 40% mayor que un sistema que use aire como fuente de calor. Sin embargo, históricamente se han sobredimensionado los GHX; aumentando los costos iniciales y operativos (Hadorn J. C., 2015). Luego, surge el interés de contar con herramientas de modelación que permitan dimensionar correctamente los sistemas y predecir su funcionamiento. Información relativa a este punto se presenta en Anexo 1.

Por otro lado, en el caso de calefacción de espacios en una vivienda, el intercambio de calor se realiza mediante radiadores instalados en las paredes o utilizando la técnica de piso radiante. Esto último consiste en pasar líquido, como por ejemplo agua, en tubos instalados por debajo del suelo. La técnica del piso radiante es de interés pues permite utilizar gran área de transferencia de calor y

con esto menores temperaturas de operación para entregar la misma potencia de calefacción. Ejemplos de esta técnica se muestran en la *Figura 4* y la *Figura 19*.

2.1.4 Almacenamiento de la energía

Para superar la discordancia entre producción y demanda de energía, se deben implementar sistemas de almacenamiento. Lo más común es utilizar dispositivos basados en almacenamiento de calor sensible, tales como estanques de agua. Sin embargo, existen métodos de almacenamiento menos convencionales basados en calor latente de fusión o evaporación en materiales con cambio de fase, así como técnicas de almacenamiento de energía termoquímica. Estos métodos alternativos tienen potencial y en su mayoría se encuentran en investigación. Para el caso de los métodos con cambio de fase, el único que ha tenido validación económica en el mercado es el almacenamiento con cambio de fase agua-hielo (Hadorn J. C., 2015). Por su lado, los métodos termoquímicos son interesantes pues pueden efectuarse mediante procesos de sorción capaces de almacenar energía por grandes períodos (N'Tsoukpo, Liu, Le Pierrès, & Luo, 2009). Además, el almacenamiento puede realizarse mediante procesos químicos reversibles con densidades de energía del orden de 10 veces mayor que en un almacenamiento por calor sensible (Hadorn J. C., 2005). Sin embargo, ningún método termoquímico se encuentra suficientemente desarrollado como para aplicaciones comerciales.

El almacenamiento por calor sensible puede realizarse mediante líquidos o sólidos. Dentro de los sólidos existe la utilización de camas de rocas y concreto. En la utilización de líquidos destacan las sales, aceites y el agua. La sal y el aceite pueden almacenar más energía que el agua para un mismo volumen y son más convenientes para almacenamientos de largo plazo. Sin embargo, el agua es económicamente más atractiva y satisface el objetivo de almacenar energía a corto plazo, luego, es el medio más utilizado en sistemas SHP.

Los estanques de agua cumplen la función de almacenar energía y proveer calor para ACS (Agua Caliente Sanitaria) o agua caliente para calefacción si el sistema lo requiere. Para satisfacer estas dos funciones sin utilizar dos estanques se utilizan estanques de almacenamiento combinado donde un solo estanque suplir las dos demandas. Estos estanques utilizan la técnica de estratificación del agua para suplir cada demanda por separado. En la zona superior del estanque, donde el agua se encuentra a mayor temperatura, se extrae el calor necesario para preparación de ACS, mientras que la zona media provee energía para calefacción de espacios. En caso de que el sistema SHP tenga colectores solares, en la zona inferior del estanque, donde la temperatura es menor, se realiza el intercambio de calor entre el circuito cerrado del líquido refrigerante de los colectores solares y el agua almacenada. Un esquema de esto puede apreciarse en la *Figura 7*. La transferencia de energía puede realizarse mediante intercambiadores internos o externos.

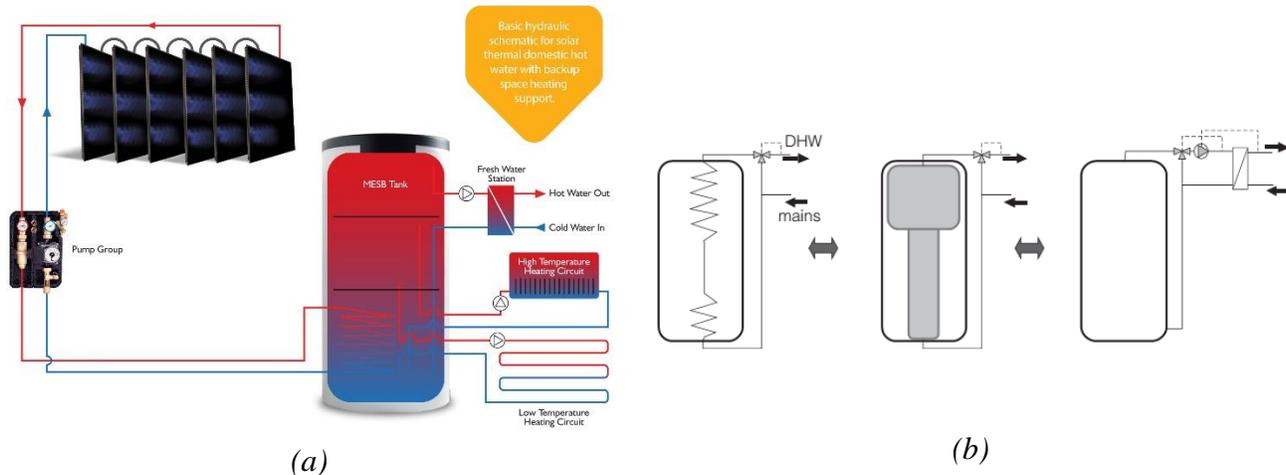


Figura 7: (a) Esquema de los circuitos hidráulicos de un sistema solar térmico con almacenamiento de energía en estanque de agua estratificado. (SOLFEX LTD, 2018) (b) Diferentes variantes para preparación de ACS en un estanque de agua estratificado: intercambiadores en espiral sumergidos, tanque cilíndrico interior y módulo externo de ACS. (Hadorn J. C., 2015)

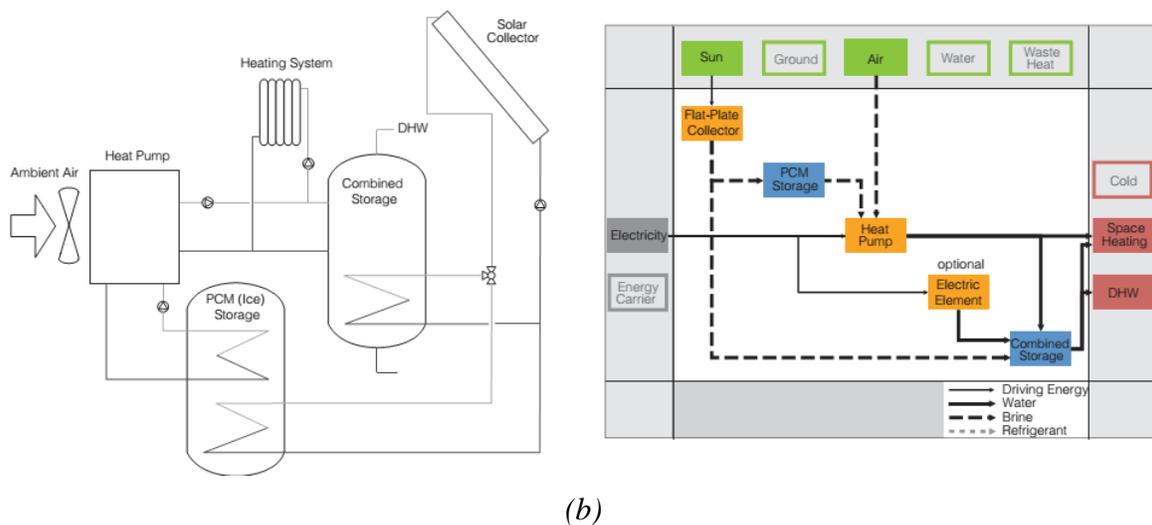
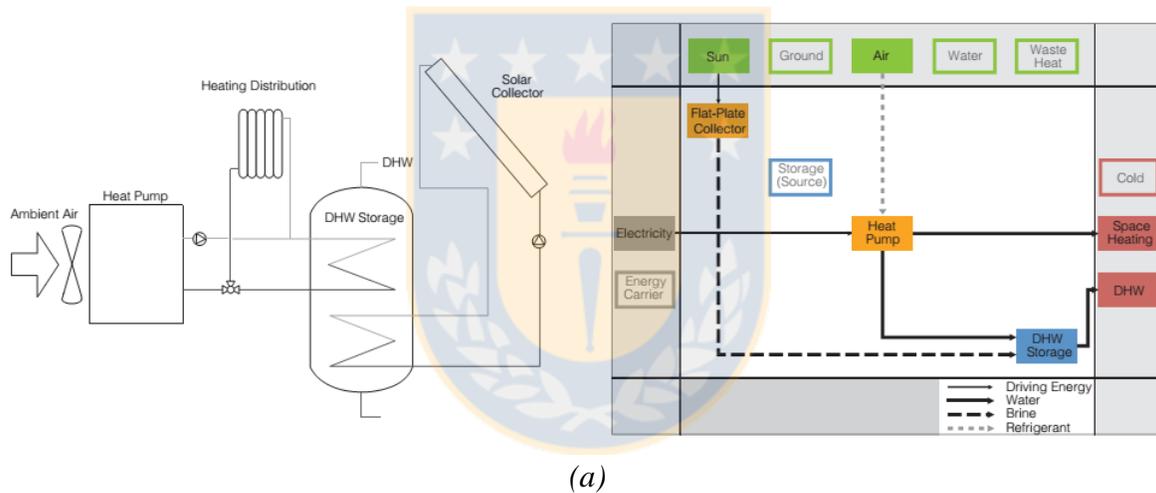
Los estanques de agua de almacenamiento de energía son en general presurizados. Para obtener un buen rendimiento de estos dispositivos es clave una buena aislación, utilización de válvulas de no retorno y de trampas de calor para evitar contraflujo de calor en las conexiones. La capacidad de mantener una correcta estratificación es un factor crítico.

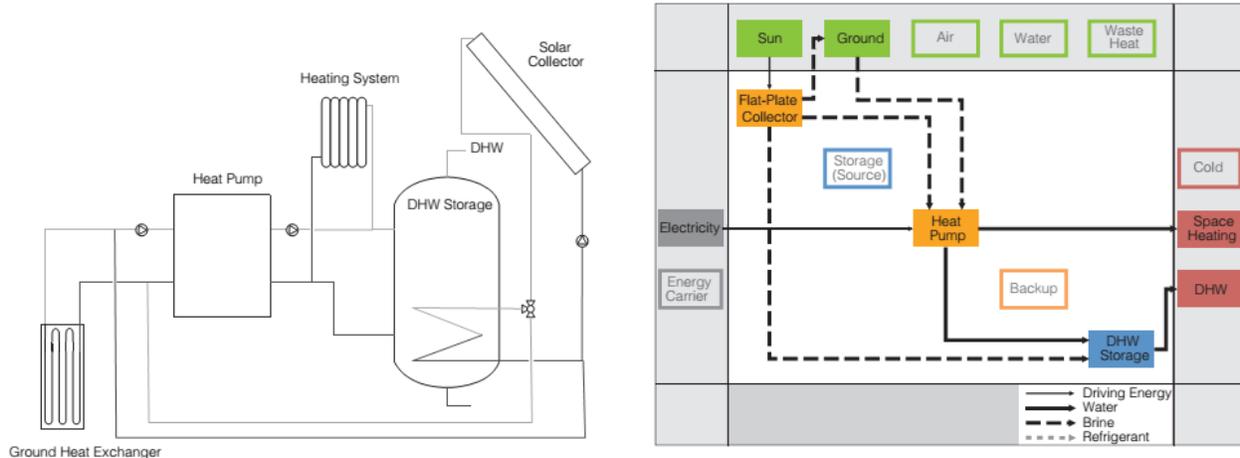
El comportamiento a corto plazo de un estanque estratificado puede estudiarse mediante el método de los volúmenes finitos haciendo uso de la dinámica de fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics, o CFD*). Modelos bidimensionales o tridimensionales para determinar el comportamiento del estanque en 1 hora de régimen transiente pueden requerir de gran cantidad de recursos computacionales y tiempo de iteración. Por otro lado, se aplican también modelos unidimensionales para estimar el comportamiento del estanque a grandes escalas temporales (Hadorn J. C., 2015). Uno de los objetivos de modelar el comportamiento de los estanques mediante el uso de CFD es comprender y prevenir las pérdidas de exergía en el sistema. El aumento de la entropía en el sistema puede deberse a tres causas principales: conducción de calor entre las capas de agua de distinta temperatura, y entre el agua y los materiales circundantes; ascenso de plumas térmicas convectivas que inducen la mezcla de los estratos de agua; y por último, mezcla de los estratos del agua resultante de la energía cinética de la inyección de líquido en el estanque. Sin embargo, para la evaluación de sistemas SHP se utilizan en general modelos que representan la estratificación del estanque subdividiendo el volumen verticalmente en varios nodos isotérmicos, realizando balances energéticos en cada uno de ellos.

2.2 Particularidades de los sistemas combinados SHP

2.2.1 Clasificación y configuraciones existentes

Existen cinco diferentes criterios principales para clasificar sistemas SHP (*Solar and Heat Pump*): el tipo de demanda a servir, la fuente de energía de la bomba de calor, el método de distribución de energía, las características del sistema de almacenamiento de la energía y la interacción entre los componentes. La clasificación más aceptada recientemente ha sido establecida por la International Energy Agency (IEA) mediante su división Task 44, dedicada a estudiar sistemas SHP. La organización indica que los sistemas SHP de calefacción y calentamiento de agua sanitaria pueden ser clasificados según tres conceptos principales (Ruschenburg & Herkel, 2013). En primer lugar, se encuentra la configuración en paralelo que consiste en sistemas en que los colectores y la bomba de calor actúan de forma independiente para suplir energía útil (calefacción y/o ACS). En segundo lugar, la configuración en serie, en la que los colectores actúan como fuente de energía de la bomba de calor de forma exclusiva o suplementaria. Por último, existe el concepto de configuración con regeneración, aplicado fundamentalmente en los sistemas SHP en que la bomba de calor extrae energía geotérmica. La regeneración consiste en utilizar la energía solar para suplir calor a la fuente de energía de la bomba de calor, es decir, la tierra. De esta forma, se busca prevenir la caída de temperatura a largo plazo de tal fuente. La implementación de estos conceptos no es excluyente, pueden ser combinados tal como se aprecia en la *Figura 8*.





(c)

Figura 8: Esquema y diagrama de (a) flujo de energía de un sistema en paralelo (b) un sistema en paralelo y en serie (c) y un sistema en paralelo, en serie y con regeneración. (Hadorn J. C., 2015)

La presente Tesis centra su atención en comparar sistemas clásicos de configuración en paralelo con diferentes conceptos de configuraciones en serie. En la literatura se han encontrado diversas formas de utilizar los colectores como fuente de energía de la bomba de calor. Sin embargo todas estas aplicaciones tienen propósitos en común a obtener en el comportamiento de los equipos. Cualquier configuración en que los colectores aporten energía para ser utilizada por la bomba de calor resulta en un enfriamiento de los colectores. Como fue explicado en la sección *Sistemas de energía solar* una menor diferencia de temperatura de los captadores con el ambiente previene pérdidas convectivas y aumenta la eficiencia térmica de los equipos. Por otro lado, una fuente de calor de mayor temperatura debe aumentar el *COP* de una bomba de calor. Sin embargo, el aumento de la eficiencia de cada equipo de forma individual no siempre resulta en un aumento del rendimiento del sistema global (Lerch, Heinz, & Heimrath, 2013) (Lazzarin, 2012).

En la *Figura 8b* se aprecia un sistema en serie donde los colectores solares cargan un sistema de almacenamiento de hielo (almacenamiento con material bifásico). Por otro lado, otras aplicaciones para bombas de calor aire-agua se han estudiado; por ejemplo, aquellas descritas en la *Figura 9*.

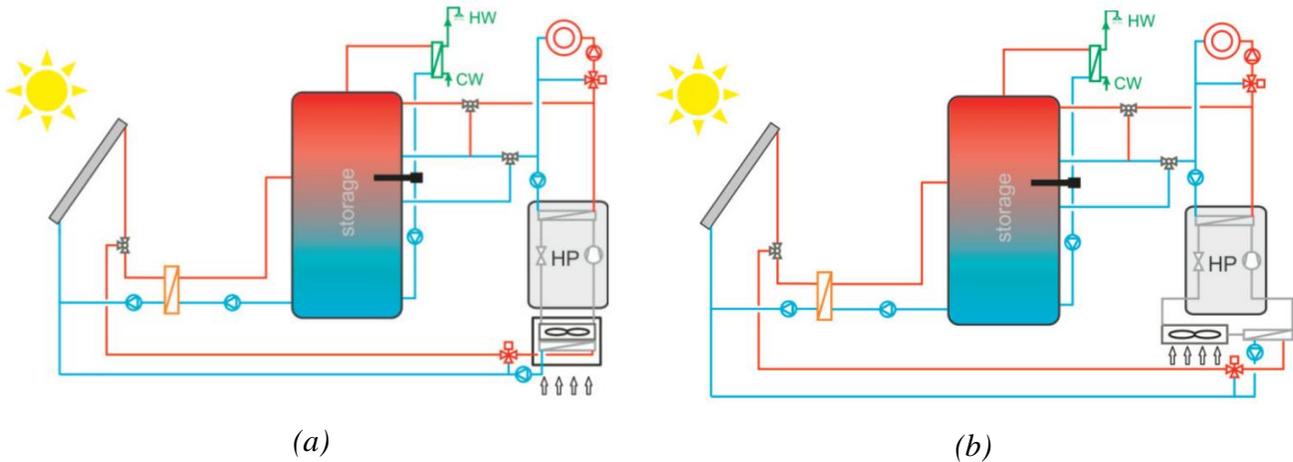


Figura 9: Esquema de sistema SHP (a) con precalentamiento de aire de la bomba de calor por energía solar (b) con intercambiador de calor post-evaporador para obtener mayor sobrecalentamiento del refrigerante mediante energía solar. (Lerch, Heinz, & Heimrath, 2013)

Existen otras aplicaciones donde los colectores solares son fuente de energía directa de bombas de calor agua-agua. También se ha encontrado en la literatura estudios sobre bombas de calor de doble evaporador, uno para retirar energía del aire y otro que utiliza agua del circuito de colectores solares como fuente de energía.

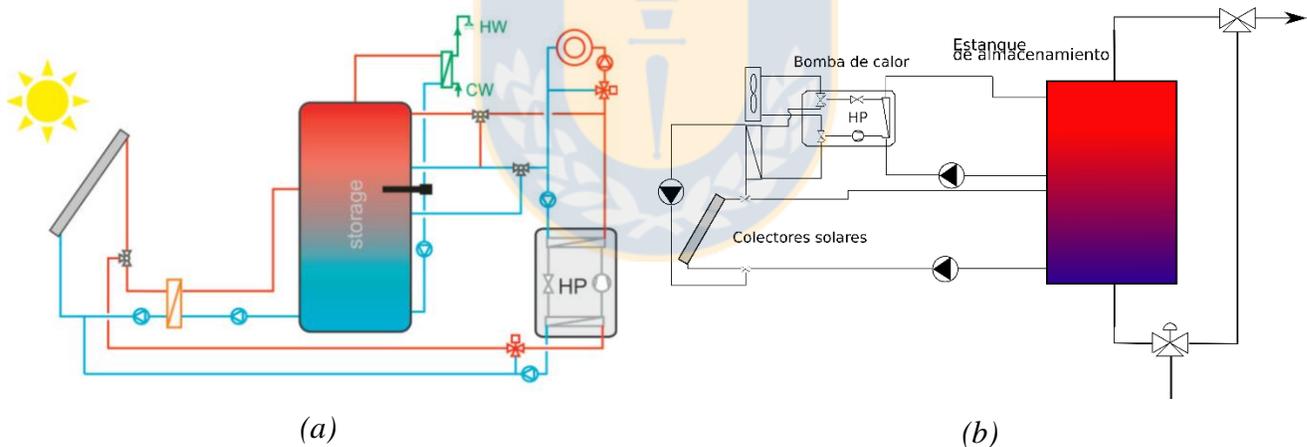


Figura 10: Esquema de sistema SHP (a) con bomba de calor agua-agua que utiliza como fuente de calor el agua del circuito de colectores (Lerch, Heinz, & Heimrath, 2013) (b) con bomba de calor de doble evaporador que puede utilizar aire como fuente de calor o agua de los colectores solares. (Fuente: Elaboración Propia)

Este último tipo de sistema ha sido tomado como referencia para estudiar el potencial de las configuraciones en serie (Haller & Frank, 2011). Un sistema con dos evaporadores en la bomba de calor permite ocupar una fuente de calor u otra dependiendo de las condiciones de operación del sistema, pudiendo ajustarse así según conveniencia. Así, por momentos el circuito de los colectores solares puede entregar energía directamente al estanque de almacenamiento o servir como fuente para la bomba de calor. Ha sido demostrado en la literatura que, para un sistema dado de doble evaporador, hay un límite del nivel de radiación solar en la superficie de captador sobre la cual operar el sistema en serie no es conveniente. Es decir, sobre este nivel límite de radiación es más beneficioso utilizar los colectores para

entregar energía al estanque y no a la bomba de calor. Esta radiación solar límite depende de las curvas de rendimiento de los colectores solares y la bomba de calor, así como las temperaturas de operación de las fuentes y sumideros de calor. La operación en serie de un sistema SHP otorga mejores resultados cuando existe mayor diferencia de temperatura entre las fuentes de calor no solares y los fluidos calor-transportantes que satisfacen la demanda de calor (Haller & Frank, 2011).

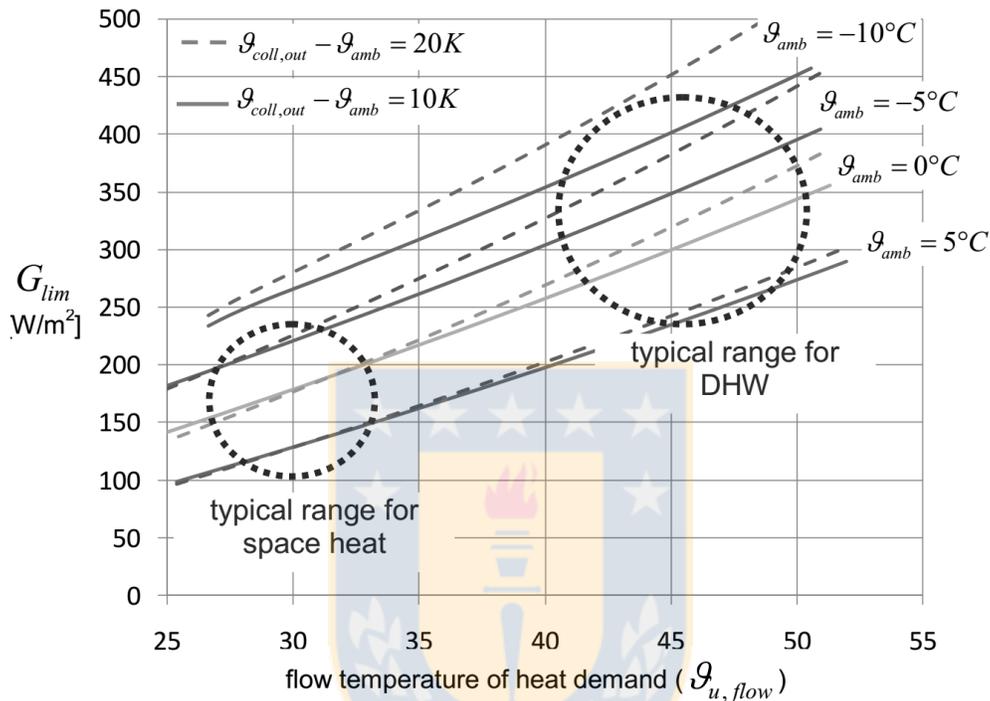


Figura 11: Ejemplo de radiación solar límite (G_{lim}) en el campo de captadores bajo la cual operar el sistema SHP de doble evaporador en serie es beneficioso. G_{lim} depende de la temperatura del flujo que satisface la demanda, la temperatura ambiental y la diferencia de temperaturas entre los colectores y el ambiente. (Haller & Frank, 2011)

En la Figura 11 se aprecia que en sistemas en que el flujo de demanda de energía se encuentra a menor temperatura, G_{lim} es menor. Esto da como resultado un rango más acotado en que la operación en serie es conveniente.

2.2.2 Estimación de desempeño de sistema mediante modelación numérica

El rendimiento energético de los sistemas SHP depende de varias variables como las características térmicas de la vivienda, componentes de la bomba de calor, radiación solar disponible, perfiles de demanda energética, entre otros. El principal indicador a determinar en un sistema SHP es el *Seasonal Performance Factor (SPF)*, descrito a continuación:

- *Seasonal Performance Factor (SPF)*: En la norma europea EN 15316-4-2, el SPF es el promedio de eficiencia del sistema general incluyendo los componentes auxiliares, tales como bombas de circulación, almacenamientos y calentadores de apoyo. Es decir, es la razón entre la energía útil y la energía consumida por el sistema. El indicador debe entonces definir

el período de tiempo en que está definido; por ejemplo, en la estación invernal o en la totalidad del año. Cabe destacar que la norma VDI 4650 define el SPF como el promedio de eficiencia estacional exclusivamente de la bomba de calor, sin los componentes auxiliares del sistema. Esto es equivalente a la definición de HSPF de las normas estadounidenses.

Este indicador esta rara vez evaluado experimentalmente debido a la complejidad de los sistemas y al costo asociado a instrumentación y a la campaña de medición. Así, la mayoría de las evaluaciones de desempeño se realizan mediante modelado y simulación numérica de los componentes operando en régimen dinámico durante un periodo de tiempo representativo.

En primer lugar, para predecir el funcionamiento de una bomba de calor previo a su instalación es necesario contar con herramientas que permitan cuantificar su rendimiento. Para los sistemas comerciales estándares existen métodos de cálculo aproximativos. Sin embargo, para evaluar el sistema en detalle, configuraciones nuevas o no convencionales la necesidad de crear un modelo es imperativa. Tales modelos deben considerar todas las dinámicas del sistema y la variabilidad de las condiciones de borde, notablemente las condiciones de las fuentes y sumideros de energía. No existe una única aproximación para esto: se utilizan modelos físicos y modelos de caja negra del sistema en estado cuasi-estacionario (Hadorn J. C., 2015). Los modelos físicos no tienen mucha popularidad para evaluar el rendimiento a grandes escalas temporales debido a que la simulación requiere de un gran tiempo computacional para iterar y resolver los estados termodinámicos en el ciclo del refrigerante. Luego, los modelos semi-empíricos de caja negra son los más utilizados debido a que la representación del sistema que estos ofrecen es suficientemente precisa y requieren datos individuales de cada componente que comúnmente están disponibles. Para esto, distintos programas de simulación son utilizados, destacando *TRNSYS*, *Energy-Plus*, *ESP-r*, *Insel* y *Matlab Simulink*, entre otros (Hadorn J. C., 2015). Los datos de entrada a tales modelos son la temperatura de la fuente de calor y la temperatura del lado del sumidero. Por otro lado, ciertos modelos de caja negra consideran otros efectos dinámicos como el icing y defrosting (Afjei & Dott, 2011).

Existen también modelos más complejos orientados a diseñar nuevas configuraciones de bombas de calor. Estos se basan en el rendimiento del compresor y los coeficientes de transferencia de calor de los intercambiadores de calor. El compresor es simulado en base a hipótesis realizadas sobre el rendimiento volumétrico e isentrópico, o en base a mapas de rendimiento del fabricante. Tales modelos son atractivos por su flexibilidad para introducir modificaciones en el ciclo del refrigerante, tales como lazos economizadores, configuraciones en serie, des-sobrecalentadores o múltiples evaporadores; justificando su mayor consumo de recursos computacionales. En resumen, utilizan mapas de rendimiento para cada componente y se determina el estado termodinámico del refrigerante en cada iteración. Sin embargo, los modelos físicos pueden ser testeados para diferentes condiciones de operación en régimen estacionario. Así, si no se busca tomar en cuenta la capacitancia térmica de ciertos componentes, para ciertas configuraciones de sistema es posible utilizar los datos recabados de los modelos físicos e incluirlos en los modelos de caja negra para utilizar menos recursos computacionales.

Por otro lado, en tales modelos de simulación numérica, los colectores solares son por lo general representados con modelos de caja negra que utilizan las curvas de rendimiento explicadas en la sección *Sistemas de Energía Solar*. Es decir, utilizan información de temperatura ambiental,

radiación solar y temperatura de operación para determinar la eficiencia térmica del equipo a partir de los coeficientes de eficiencia óptica y de pérdidas convectivas. Tales modelos pueden incluir la capacitancia térmica de los colectores y también decidir el flujo másico que requieren para mantener alguna temperatura de operación deseada. Sin embargo, la mayoría de los modelos ignora o simplifica otros mecanismos de transferencia de energía como lo son la condensación, congelamiento o transferencia de calor con aguas de lluvia. De estos, el más importante es la ganancia de calor mediante condensación en colectores sin cobertura. Algunos modelos han sido mencionados en la literatura, con buenos resultados comparativos entre las simulaciones dinámicas estacionales y las mediciones experimentales (Bunea, Eicher, Bony, Perers, & Citherlet, 2012). Sin embargo, las ganancias por condensación sólo son importantes al operar los colectores de noche; es decir, acoplados a una bomba de calor.

Por su lado, se ha mencionado que los estanques de almacenamiento de agua pueden ser modelados mediante CFD, sin embargo, para estudiar el desempeño de sistemas SHP a largo plazo se utilizan modelos unidimensionales. Estos modelos requieren pocos recursos computacionales pero otorgan resultados de precisión limitada. Sin embargo, son los más viables para predicciones de comportamiento anual. Tales modelos realizan importantes simplificaciones tales como considerar la temperatura del fluido como homogénea en dirección horizontal y no consideran efectos de mezcla por flujos entrantes turbulentos. Así, se subdivide verticalmente el estanque de agua en elementos de volumen y posición finita y se realizan balances energéticos en cada uno de ellos. El mayor problema de estos modelos es la consideración del movimiento de fluido en el eje vertical, pudiendo provocar una “difusión numérica” en el perfil de temperaturas. Así, algunos modelos simplemente realizan una mezcla adiabática entre nodos en caso de que exista una inversión de temperaturas.

2.2.3 Efectos del dimensionamiento de los colectores solares y la bomba de calor sobre el desempeño global del sistema.

Suponiendo una disposición en paralelo de los colectores solares, se encuentra en la literatura que aumentar el área total de los captadores solares resulta en un aumento del *SPF* del sistema evaluado en un periodo anual. La razón de esto es que, por lo general, el aporte energético de los colectores solares es superior al consumo eléctrico de las bombas hidráulicas permiten el funcionamiento de los circuitos hidrónicos involucrados. Un ejemplo de esto se muestra en la *Figura 12*.

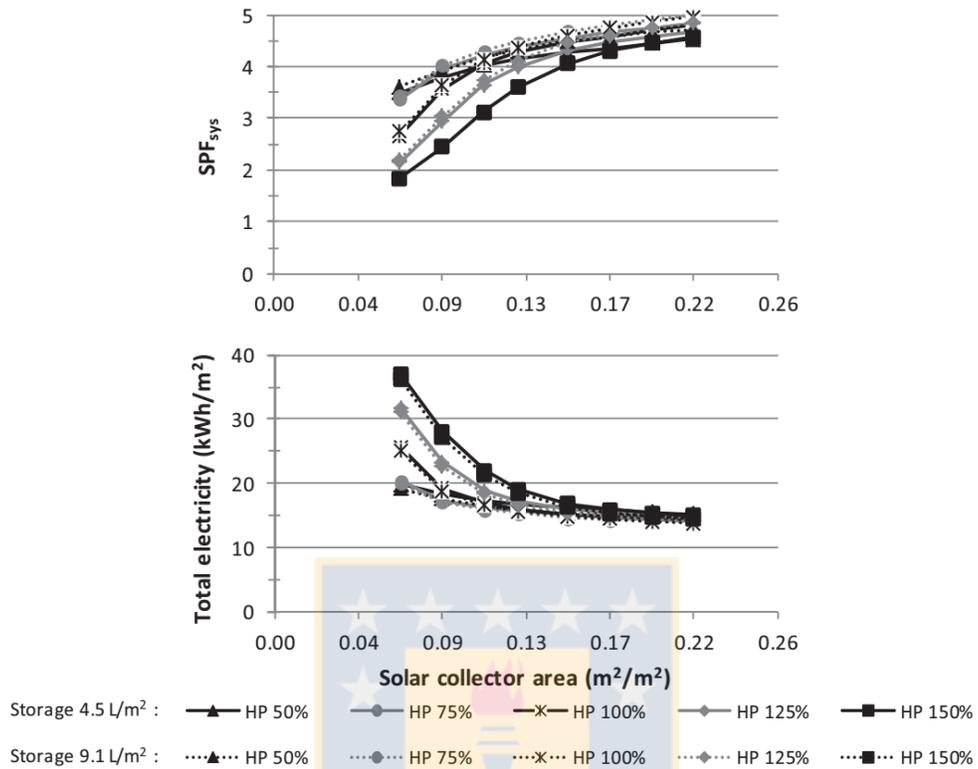


Figura 12: Seasonal Performance Factor y consumo eléctrico de un sistema SHP para calefacción en función de la razón entre el área de los colectores y el área total a calefaccionar. Se presentan resultados para varios dimensionamientos de bomba de calor y tamaño de estanque de almacenamiento de agua. (Fraga, Hollmuler, Mermoud, & Bernard, 2017)

Además, el aumento del área de los colectores solares resulta esperablemente en un aumento de la fracción solar en el sistema, a costa de una disminución del rendimiento global de los colectores debido al aumento de la temperatura promedio en el estanque de almacenamiento. Ejemplos de esto se presentan en la *Figura 13*.

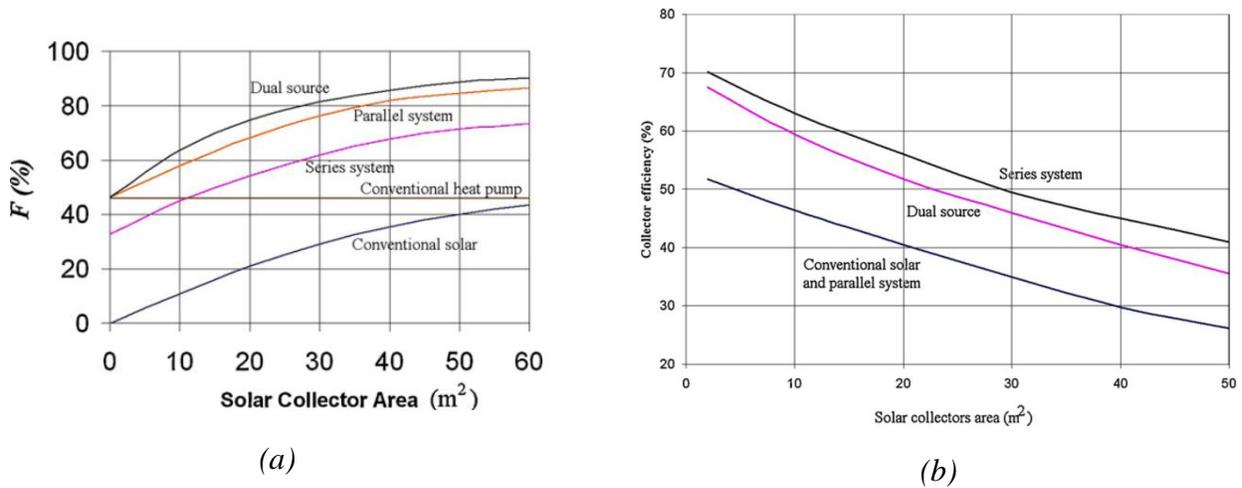


Figura 13: Aumento de la fracción solar y disminución del rendimiento anual de los colectores en función del área total de los captadores. (Lazzarin, 2012).

Lo interesante de estas observaciones es que el dimensionamiento del área total de colectores siempre va a va a estar en función de un criterio económico. Sin embargo, más adelante se explica que el presente estudio no realiza ningún análisis económico para determinar un dimensionamiento óptimo de los equipos puesto que sólo se pone enfoque en comprobar la hipótesis expuesta en la sección *Tesis y metodología*.

Por otro lado, se observa en la *Figura 12* un ejemplo típico del impacto sobre el *SPF* de sobredimensionar la bomba de calor en un sistema. Si la capacidad de la bomba de calor es muy superior a la carga térmica máxima de un sistema, el aumento de la temperatura de operación en el estanque disminuye su *COP*, resultando en una disminución del *SPF*.

2.2.4 Usos y penetración en el mercado

En teoría, cualquier sistema de bomba de calor puede ser combinado con uno de energía solar. Luego, realizar un seguimiento de mercado de los sistemas SHP en viviendas es difícil, inclusive al analizar sistemas solares y de bombas de calor por separado. Sin embargo, sí existen datos de mercado a nivel internacional, sobre todo en Europa.

Tanto para sistemas solares como sistemas de bombas de calor, se verifica que ha habido un crecimiento de mercado desde el comienzo del presente milenio. Existe poca información sobre el mercado de la energía solar térmica en Chile. Sin embargo, los datos existentes muestran un crecimiento de este. Información relativa a esto puede apreciarse en la *Figura 14*.



(a)

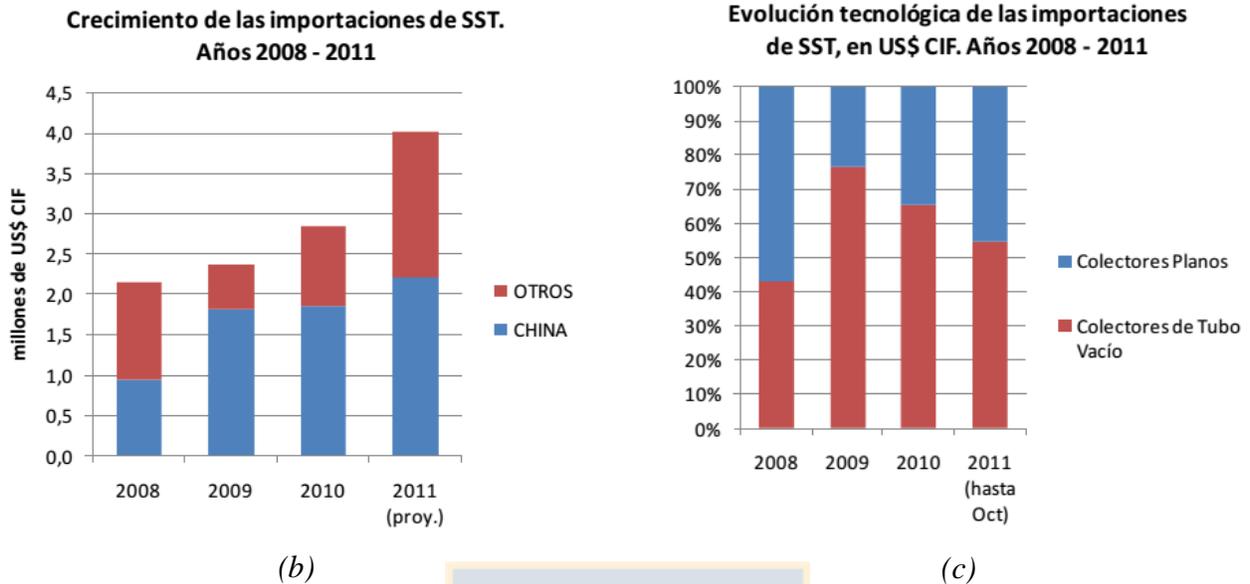


Figura 14: Superficie de colectores solares instalados por año (a). Crecimiento de las importaciones de sistemas solares térmicos (b). Porcentaje de importación de las dos clasificaciones mayores de colector solar (c). (Dandilion Energía y Medio Ambiente Ltda., 2012)

Con respecto a los sistemas combinados SHP, estudios de mercado y seguimientos de las actividades de empresas relacionadas, sobre todo a empresas europeas (Hadorn J. C., 2015). Estos estudios han recopilado información útil sobre el uso de los sistemas SHP, tales como la popularidad de cada función que pueden cumplir y la fuente de energía que utilizan. La mayoría de los sistemas utilizan aerotérmica o geotérmica, combinada o no con energía solar. Por otro lado, se verifica que un gran número de sistemas SHP orientados a calefacción y preparación de ACS también cumplen la función de enfriamiento. Esto se ilustra en la *Figura 15*.

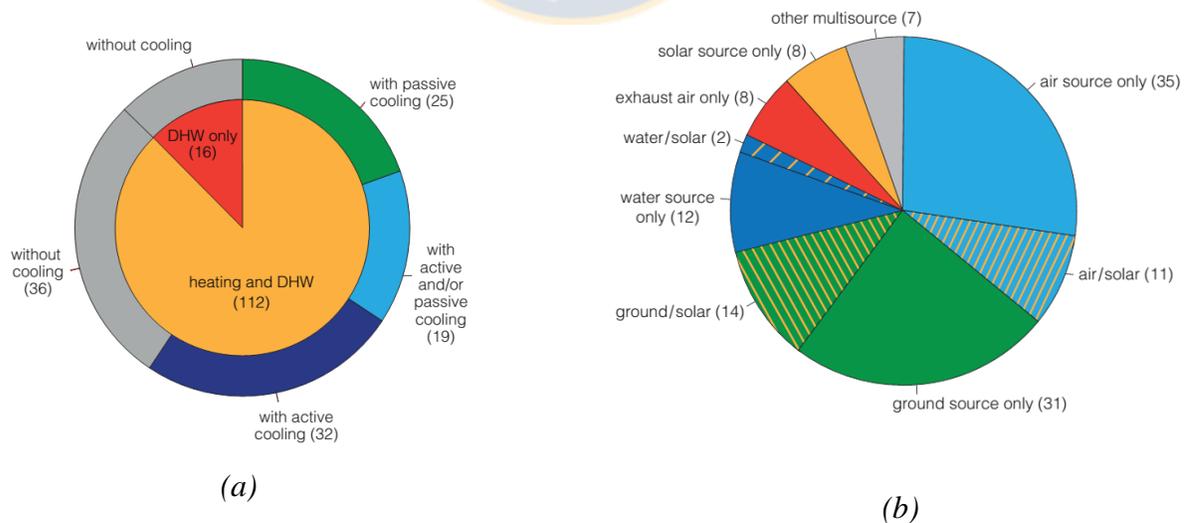


Figura 15: Funciones de los sistemas ofrecidos por 72 empresas del mercado de sistemas SHP (a) Fuentes de energía de los sistemas ofrecidos por las 72 empresas del mercado SHP en seguimiento (b) (Hadorn J. C., 2015)

Por otro lado, en los casos en que exista efectiva combinación entre sistemas solares térmicos y bombas de calor, es interesante conocer las tendencias en la aplicación de los distintos tipos de colector en cada clasificación de sistema SHP (paralelo, en serie o regenerativo). Esto debido a que las distintas características de cada tipo de colector los hacen más apropiados para cierto tipo de aplicación. La información se presenta en la *Figura 16*.

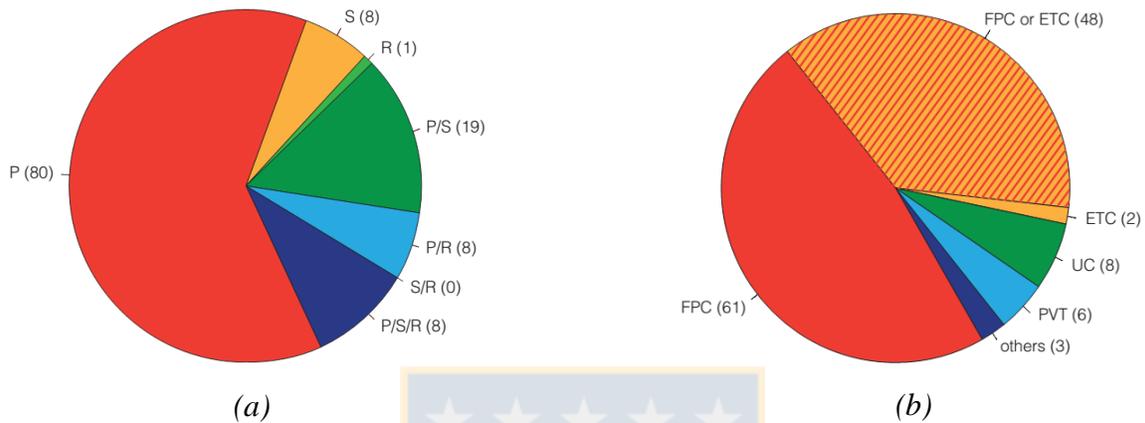


Figura 16: Sistemas ofrecidos por 72 empresas en seguimiento clasificados por concepto (P: Paralelo; S: Serie ; R: Regenerativo) (a) Sistemas ofrecidos en seguimiento clasificados por tipo de colector solar utilizado (FPC: Flat Plate Collector; ETC: Evacuated Tubes Collector; UC: Unglazed Colector; PVT: Photovoltaic Thermal Collector) (b). (Hadorn J. C., 2015)

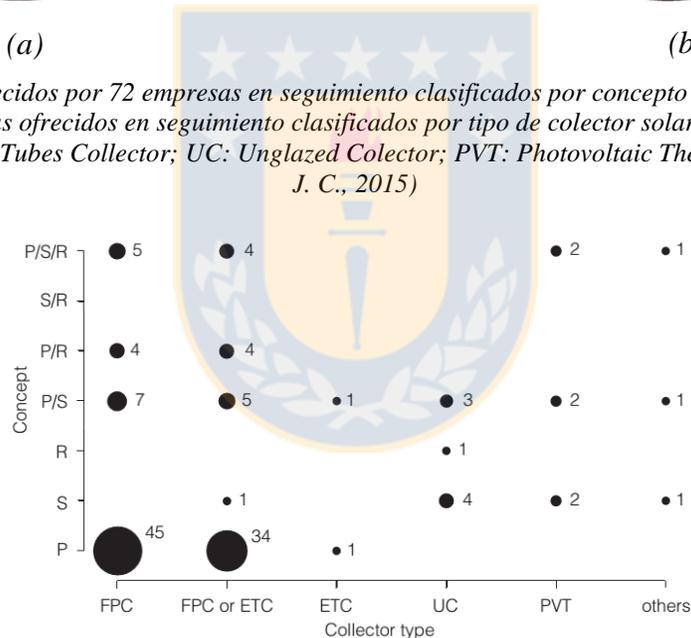


Figura 17: Sistemas en seguimiento correlacionados por tipo de colector utilizado y concepto del sistema SHP (c) (Hadorn J. C., 2015)

Los colectores sin cubierta de vidrio (UC) y PVT son eficientes sólo a temperaturas más bajas. Luego, son menos adecuado para calefacción y preparación de ACS. Luego, tales colectores son preferibles para aplicaciones de sistemas SHP en serie o regenerativos; mientras que los colectores cubiertos planos (FPC) y de tubos de vacío (ETC) son más apropiados para conceptos en paralelo. Este razonamiento se verifica y valida por las tendencias de mercado expuestas en la *Figura 17*.

2.2.5 Integración arquitectónica

La integración arquitectónica de los sistemas SHP debe abordarse por separado para cada componente. Así, la integración de sistemas solares, bombas de calor y sistemas de almacenamiento se explica a continuación.

Tradicionalmente, los colectores solares térmicos se instalan en techos o fachadas de las edificaciones. Al ser instalados en techos inclinados o planos, los paneles fotovoltaicos y térmicos pueden o no ser inclinados mediante una estructura soportante. Se deben evitar las sombras sobre los captadores y preferentemente deben estar orientados hacia el ecuador con una inclinación dependiente de la latitud.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 18: Integración clásica de paneles PV y SC: (a) paneles con estructura soporte en techo plano (Framepool, 2017) (b) instalados en soporte techo inclinado (MERE Energy, s.f.) (c) instalados sin soporte en techo inclinado (LOPEZPANEL SL, 2015) (d) instalados en fachada de edificación (InProyect, s.f.).

Con respecto a los sistemas de la bomba de calor, la integración arquitectónica depende del tipo de fuente. Ya se ha mencionado que las bombas de calor aerotérmicas utilizan *Monoblocks* que incluyen el evaporador, compresor y válvula de expansión en una sola unidad. Los monoblocks son instalados al

exterior de las viviendas, sea a nivel del suelo, en las fachadas o en los techos. Un ejemplo se presenta en la *Figura 4*. En cualquier caso, la mayoría de los equipos se ubican en “salas de caldera”, donde se instalan los estanques inertiales de almacenamiento de agua, equipos anexos, los sistemas de control, y el compresor en caso de no ser una bomba de calor aerotérmica.



Figura 19: (a) Integración de sistema SHP en un edificio de departamentos (Fuente: Elaboración Propia) (b) Integración de bomba de calor geotérmica en una casa. (Design One Mechanical, 2014)

Capítulo 3

3 Tesis y metodología

3.1 Hipótesis

El objeto de estudio del presente trabajo es la comparación de los sistemas SHP en configuración en paralelo y en serie. Para esto, una hipótesis se asume basándose en conclusiones de la literatura. Primero, considérese un sistema SHP con una bomba de calor dos evaporadores que puede operar en serie o en paralelo. La operación en paralelo consiste en la bomba de calor trabajando exclusivamente como un equipo aire-agua entregando energía al sistema independientemente de los colectores solares. La operación en serie ocurre cuando la bomba de calor trabaja como un equipo agua-agua, donde el fluido de donde se extrae calor circula por los colectores solares en un circuito cerrado. Este sistema ha sido representado en versión generalizada en la *Figura 10b*.

Basándose en las conclusiones de la literatura, se toma como primera hipótesis que para cada condición de operación de temperaturas en los colectores solares, temperatura ambiente y temperatura del flujo de la carga térmica, existe una magnitud de radiación solar total límite G_{lim} por debajo de la cual un sistema SHP con bomba de calor de doble evaporador tiene mejor rendimiento global si el sistema opera en serie. Por el contrario, si la radiación solar es superior a G_{lim} , el indicador de rendimiento global de sistema es superior si los colectores solares entregan calor directamente al sistema de forma paralela. La conclusión del citado estudio se presenta en la *Figura 11* (Haller & Frank, 2011).

Por otro lado, en este trabajo las conclusiones expuestas de la literatura se extenderán a otros sistemas SHP cuya configuración permite cambiar entre operación en paralelo y un modo de operación que pueda ser clasificado como en serie. Luego, se toma como hipótesis que en un sistema SHP cuya bomba de calor aire-agua conste de un intercambiador de calor que permite pre-calentar el aire con energía solar también existe una radiación solar G_{lim} por debajo de la cual es más conveniente utilizar los colectores para precalentar el aire en vez de entregar energía al estanque. Este sistema ha sido esquematizado en la *Figura 9a*. Además, la misma hipótesis puede suponerse para el sistema mostrado en la *Figura 9b*, donde los colectores solares pueden utilizarse para sobrecalentar el refrigerante en el ciclo de la bomba de calor. Sin embargo, problemas técnicos no permitieron comprobar la validez de la hipótesis para esta última configuración.

Esta hipótesis es extensible e implica que si un sistema de control es capaz de conmutar ambos modos de operación basándose en este criterio, el rendimiento global del sistema SHP (*Seasonal Performance Factor*) es maximizado en un periodo dado. Sin embargo, cabe destacar que para asegurarse que esto ocurra, el sistema de control debe conmutar la operación considerando que la energía total potencial que los colectores solares pueden darle a la bomba de calor trabajando de forma indirecta se divide en dos. En primer lugar, está la energía entregada por los colectores a la bomba de calor en momentos en que los colectores no podrían operar de forma directa porque no alcanzarían la temperatura necesaria para ganar calor (tiempo de operación adicional). Segundo, está la energía entregada a la bomba de calor en

momentos en que simplemente la operación en serie es más eficiente (conmutación). Un ejemplo de esto se presenta en la *Figura 20*.

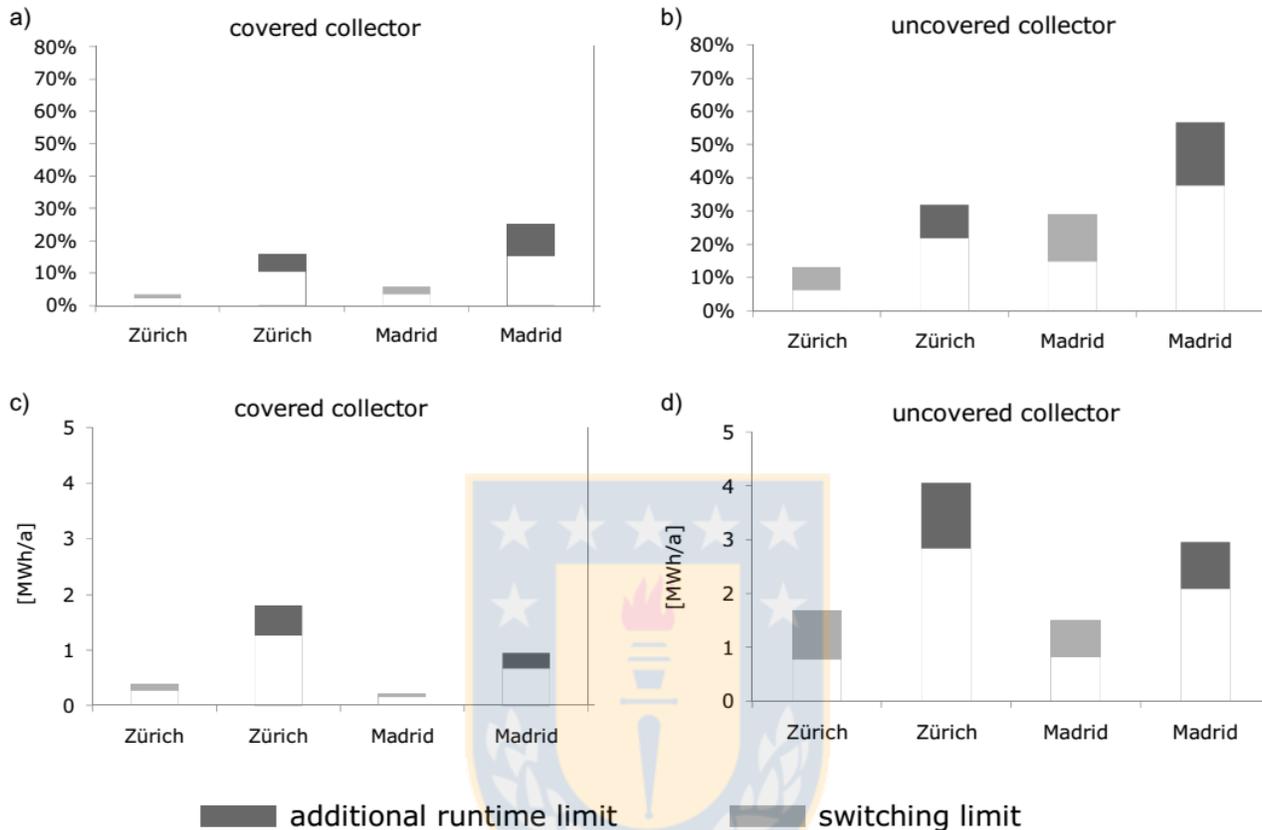


Figura 20: Rango del potencial anual de usar calor de los colectores para el evaporador de la bomba de calor con beneficio para el SPF del sistema, dado en % del calor requerido por el evaporador (a y b) y en energía MWh de calor entregado (c y d). Resultados extraídos de literatura (Haller & Frank, 2011).

3.2 Tesis

Basado en lo anterior, se adopta como tesis del presente trabajo que en un sistema SHP que conmuta operación en paralelo y en serie, no es posible maximizar el rendimiento anual del sistema si el sistema de control de conmutación no considera todo el potencial rango de utilización indirecta de los colectores solares. En otras palabras, si no considera el tiempo de operación adicional de los captadores que se obtiene si son enfriados por la bomba de calor.

3.3 Metodología

La metodología general utilizada para poner a prueba la hipótesis es diseñar y modelar dos sistemas SHP cuya configuración permita intercambiar entre operación en serie y en paralelo. Hecho esto, se procede a realizar simulaciones numéricas del desempeño de los sistemas en un año climático típico de varias ciudades chilenas definidas en las secciones posteriores.

Los sistemas diseñados y ensayados mediante simulación numérica se agrupan en dos configuraciones principales: un sistema con bomba de calor con dos evaporadores, como aquel expuesto en la *Figura 10b*, y un sistema SHP que permite precalentar el aire de la bomba de calor aire-agua mediante energía de los colectores solares, como aquel expuesto en la *Figura 9a*. Como se ha mencionado, durante la realización de esta Tesis se quiso ensayar mediante simulaciones numéricas un tercer sistema, sin embargo, problemas técnicos explicados en la sección *Diseño y modelado de los componentes involucrados*, lo impidieron. La modelación de los sistemas SHP y sus posteriores ensayos mediante simulación numérica son realizados en el software *TRNSYS 17*, utilizando algunos modelos propios del autor y también de *Thermal Energy System Specialists*.

Cabe destacar que en la literatura se ha hecho notar que para obtener las conclusiones expuestas anteriormente los autores de aquella publicación científica no han considerado los efectos de la inercia térmica de los componentes en régimen transiente (Hadorn J. C., 2015). Por lo tanto, para poner a prueba la hipótesis se incluye las capacitancias térmicas de algunos equipos de los sistemas SHP evaluadas, notablemente en los colectores solares y los estanques inerciales de almacenamiento de agua utilizados.

Por otro lado, para cada tipo de configuración de sistema SHP estudiada, se diseñan dos sistemas: uno para cubrir una demanda de calefacción y otro para preparar agua caliente sanitaria. Esta metodología se adoptó para poner a prueba la hipótesis bajo distintas condiciones de temperatura de operación debido a que, como se muestra en la *Figura 11*, la radiación solar límite G_{lim} varía según esta condición. Además, se busca diseñar y modelar sistemas con distintos perfiles de demanda energética en función del tiempo y distinto orden de magnitud de la potencia térmica requerida.

Las condiciones de borde que determinan el diseño y comportamiento de los sistemas SHP corresponden entonces a dos factores principales: las condiciones climáticas bajo las cuales se realizan las simulaciones numéricas y el tipo de demanda energética a cubrir. Con respecto a los tipos de demanda a cubrir, estos corresponden a preparación de ACS y a calefacción, cuyas temperaturas de operación son bien diferentes. Para determinar estos perfiles de demanda energética, el autor toma como base un trabajo previo realizado denominado *Modelo de Desempeño de un sistema combinado Solar y de Bombas de Calor para calefacción y agua caliente sanitaria en un complejo residencial* (Vega, 2017). Así, el perfil de la demanda de calefacción se determina definiendo y modelando en TRNSYS una vivienda cuyas características cumplan con las normas actuales de construcción chilena. Por otro lado, el perfil de demanda de ACS corresponde al consumo del complejo residencial explicado en el capítulo siguiente. Por último, en este mismo capítulo se definen 3 ciudades Chilenas diferentes donde se realizan los ensayos de desempeño de los sistemas SHP. Utilizar diferentes condiciones climáticas es de interés porque la radiación solar límite G_{lim} depende de la temperatura ambiental y además cada ciudad tiene diferentes condiciones de radiación solar disponible en el año.

Por último, la radiación solar límite G_{lim} que define la conmutación entre operación en serie y en paralelo no sólo depende de las temperaturas de operación de los equipos, sino también del rendimiento de cada uno en función de las condiciones de temperatura y radiación solar. Es decir, considerando régimen estacionario, G_{lim} depende de la forma en que el COP de la bomba de calor y el rendimiento η de los colectores solares varíen al cambiar entre una operación en serie y en paralelo para cada condición de operación de temperaturas (Michel Y Haller, 2011).

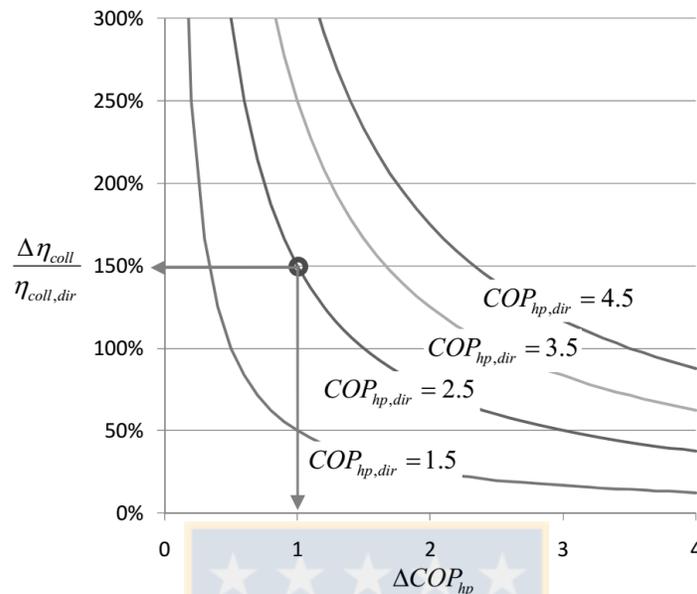


Figura 21: Curvas para cambiar de una operación en paralelo a una operación en serie en un sistema SHP con bomba de calor de dos evaporadores dado. Las curvas para la conmutación de modo de operación dependen de la variación del COP y del rendimiento η de los colectores solares. (Haller & Frank, 2011).

Luego, determinar la radiación solar límite $G_{lim, teórico}$ debe hacerse para cada sistema SHP específico, considerando a este operando a régimen estacionario a ciertos valores de temperatura nominal de operación. Sin embargo, la condición del sistema operando en régimen estacionario podría poner en juego la validez de la hipótesis al evaluar un sistema en régimen transiente.

Por ende, el presente trabajo propone simulaciones numéricas en régimen transiente de modelos de sistemas de SHP cuyos sistemas de control permiten aplicar un criterio de conmutación de modo de operación definiendo una radiación solar $G_{lim, control}$ por debajo de la cual los sistemas operan en serie. Así, varias simulaciones numéricas de desempeño anual se realizan para cada sistema y en cada una de las condiciones de borde establecidas, aumentando paulatinamente el $G_{lim, control}$ configurado en el sistema de control. De esta forma, se espera encontrar para cada sistema un $G_{lim, control}$ para el cual el sistema de control de conmutación de operación está optimizado.

Capítulo 4

4 Definición de la vivienda analizada y caracterización de su demanda energética

4.1 Vivienda estudiada y su complejo residencial.

La vivienda donde se evalúan los sistemas SHP es parte de un complejo residencial de edificios de departamento. Para el diseño, se define un edificio que represente las tendencias actuales en diseño y en construcción. Con respecto a esto último, es de especial interés para este estudio verificar si el edificio cumple o no los decretos normativos de aislación térmica: el artículo 4.1.10 de la Ordenanza General de Urbanismo y Construcciones del Ministerio de Vivienda y Urbanismo.

El inmueble se ubica en la Región del Bío Bío, Chile, en la comuna de San Pedro de la Paz. El artículo 4.1.10 define esta comuna dentro de la zona térmica 4. En el sistema Köppen, esto corresponde a un clima mediterráneo con influencia oceánica de clasificación “Csb”. Se toma como modelo un edificio de departamentos en particular cuya construcción ha finalizado para fines de 2015. El nombre comercial del complejo residencial es *Lonquimay*, de la constructora *Lontué*. Consta de dos edificios de 5 pisos, denominados *Alerce* y *Roble*, con 42 y 34 departamentos respectivamente. La altura de ambos edificios es de 13.2 (m) La ubicación geográfica de los edificios se aprecia en la *Figura 22*. La orientación de las torres queda descrita por su fachada del lado Norte, cuyo ángulo es de 5° hacia el Oeste del Norte.



Figura 22: Ubicación geográfica del edificio de departamentos de referencia. Latitud $36^{\circ}50'13.93''S$; Longitud $73^{\circ}6'16.50''O$. Fecha de las imágenes: 21 de Enero de 2016 (Google Earth, 2017).



Figura 23: Esquema de los edificios, nomenclatura y ubicación de los tipos de departamento en su interior. (Fuente: Constructora Lontué).

Los 76 departamentos del edificio están clasificados en 9 tipos distintos distribuidos como se aprecia en la *Figura 23*. Como se muestra en la misma figura, la vivienda seleccionada para evaluar los sistemas SHP estudiados corresponde al departamento tipo A del primer piso, lado Este. Un esquema de la planta de cada tipo de departamento se presenta en Anexo 2.

Se poseen datos técnicos de la constructora sobre los materiales que componen los distintos tipos de muro. Los edificios constan de un revestimiento de poliestireno expandido (Aislapol) y yeso cartón (Vulcanita) en todos los muros perimetrales. El nombre comercial del revestimiento es *Polygip*. Por otro lado, los muros interiores y entrepisos están compuestos sólo de hormigón, mientras que los tabiques interiores son estructuras típicas de acero galvanizado revestido por ambos lados de yeso cartón y rellenos de lana de vidrio. Los datos técnicos de los materiales se presentan en la *Tabla 1*.

Tabla 1: Datos técnicos relativos a los materiales que componen las distintas capas de los muros de los edificios. (Instituto Nacional de Normalización, 1991)

Muralla o revestimiento	Densidad (kg/m^3)	Conductividad térmica ($W/m * K$)	Calor específico ($kJ/kg * K$)	Capacidad ($MJ/m^3 * C$)
Hormigón armado	2400	1.63	1.05	2.52
Aislapol	20	0.04	1.59	0.06
Vulcanita	900	0.18	0.92	0.83
Acero Galvanizado	7850	58	0.46	3.82

Lana de Vidrio	35	0.038	0.67	0.023
----------------	----	-------	------	-------

La distribución de estos materiales en los edificios se puede resumir en cuatro tipos de muro, descritos en la *Tabla 2*.

Tabla 2: Tipos de muro que componen el complejo residencial y coeficiente global de transferencia de calor asociado. (Fuente: Elaboración Propia a partir de datos de Constructora Lontué)

Muro	Espesor y distribución de las capas desde el interior hacia el exterior.	Coficiente global de transferencia de calor $U (W/m^2 * K)$
Muros externos perimetrales verticales	Vulcanita: 1 (cm) Aislapol: 2 (cm) Hormigón armado: 15 (cm)	1.248
Muros internos verticales, suelo del primer piso y entrepisos.	Hormigón armado: 15 (cm)	3.003
Techumbre	Hormigón armado: 50 (cm)	2.234
Tabique interior	Vulcanita: 1 (cm) Lana de Vidrio o Acero galvanizado: 4 (cm) Vulcanita: 1 (cm)	Sección con Lana de Vidrio: 0.773 Sección con Acero galvanizado: 3.989

Cabe destacar que los muros perimetrales verticales son aquellos que dan hacia el exterior de los edificios. Los muros de los departamentos que dan hacia los pasillos están descritos como *Muros internos verticales*. Los coeficientes superficiales de transferencia de calor en los distintos muros se definen según la norma chilena *Nch 853*. Tales coeficientes consideran la convección y la radiación por longitud de onda larga y son considerados en el cálculo de los coeficientes superficiales de transferencia de calor de la *Tabla 3*.

Tabla 3: Coeficientes superficiales de transferencia de calor. (Instituto Nacional de Normalización, 1991)

Tipo de superficie	$h_s (W/m^2 * K)$
Pared vertical interior (convección natural)	8.3
Pared vertical exterior (convección forzada)	20
Superficie interior de pared horizontal con flujo de calor ascendente	11.1

Superficie interior de pared horizontal con flujo de calor descendente	5.9
Superficie exterior de pared horizontal	20

Por otro lado, las ventanas y ventanales del complejo residencial tienen distintos diseños: se poseen los planos de 14 tipos distintos de ventana instalados en los edificios. Sin embargo, todas son de vidrio monolítico, con marcos de aluminio y sin ruptura del puente térmico. Luego, para modelar los edificios y estimar las demandas de calefacción, se consideran los datos de la *Tabla 4*. El área de los marcos y su coeficiente global de transferencia de calor se estiman por bibliografía (Instituto para la diversificación y ahorro de energía; Ministerio de industria, turismo y comercio español, 2008), (Ministerio de Vivienda y Urbanismo).

Tabla 4: Características de los vidrios y ventanales del complejo residencial. (Fuente: Elaboración Propia a partir de datos de Constructora Lontué)

Esesor del vidrio (mm)	RPT	U_{vidrio} ($W/m^2 * K$)	U_{marco} ($W/m^2 * K$)	Razón de área del marco con respecto a la ventana
4	No	5.8	5.8	25%

Por otro lado, se ha mencionado que es de interés comparar los datos técnicos del edificio presentados con la exigencia del artículo 4.1.10 del MINVU, lo cual se realiza en la *Tabla 5*.

Tabla 5: Norma Chilena exigida en la envolvente térmica de edificios en la Zona 4. (Ministerio de Vivienda y Urbanismo, 2007)

	Techumbre U ($W/m^2 * K$)	Muros perimetrales U ($W/m^2 * K$)
Valor máximo establecido por MINVU	0.38	1.7
Valor existente	2.234	1.248

Luego, se comprueba que el complejo residencial no satisface las exigencias de la OGUC de la envolvente térmica en lo relativo a la techumbre de los edificios. Sin embargo, en la sección

Calificación energética de las viviendas se verifica que los departamentos sí cumplen con la etiqueta energética mínima recomendada E. No obstante, cabe destacar que dicha etiqueta no guarda relación directa con la exigencia del MINVU.

4.2 Condiciones de borde climáticas evaluadas.

Se poseen datos climáticos de varias ciudades en Chile extraídas de Meteonorm. Estos datos corresponden a un año típico meteorológico. Un año meteorológico típico (TMY) es una recopilación de datos meteorológicos seleccionados para representar el clima de un año en una localidad específica. Estos datos son generados a partir de un banco de datos mucho de más de un año de duración. Así, se seleccionan los datos especialmente para que presente la gama de fenómenos meteorológicos para el emplazamiento en cuestión, a la vez que proporciona promedios anuales que son consistentes con los promedios a largo plazo para el emplazamiento en cuestión. Los datos climáticos utilizados en el presente trabajo corresponden a temperatura de bulbo seco, temperatura media efectiva del cielo, radiación solar (directa, difusa y total), humedad del aire, temperatura del agua de la red y ángulos de incidencia de radiación solar.

Tres localidades son seleccionadas para el presente estudio: Santiago, Concepción y Puerto Montt. Santiago, la capital, es seleccionado por ser la mayor urbe del país por un gran margen. Luego, ciudades del Sur de Chile, con clima más frío son de interés. Aquí, el Gran Concepción aparece como la gran urbe del Sur, y la segunda más poblada del país. Luego, la ciudad de Puerto Montt fue elegida por sobre Temuco por poseer una población similar pero ubicarse en un lugar mucho más austral. Las características de los datos climáticos seleccionados son resumidamente caracterizadas en la *Tabla 6*.

Tabla 6: Zonificación térmica chilena (Ministerio de Vivienda y Urbanismo, 2007), Clasificación climática Köppen (Weatherbase, 2018) y datos climáticos (Meteonorm, 2017) que caracterizan las condiciones de borde climáticas seleccionadas.

	Santiago	Concepción	Puerto Montt
Zonificación térmica Chilena	Zona 1	Zona 4	Zona 6
Clasificación Climática Köppen	Csa (Clima mediterráneo continentalizado)	Csb (Clima mediterráneo con influencia oceánica)	Cfb (Clima oceánico)
Temperatura promedio anual (°C)	14.7	12.5	10.2
Radiación total anual sobre una superficie horizontal (kWh/m²)	1739	1493	1166

La vivienda seleccionada es estudiada de igual forma en todos los climas elegidos sin realizar ningún tipo de modificación en ella.

4.3 Caracterización de la demanda energética de calefacción.

Se ha realizado un modelo del conjunto residencial en el programa *TRNSYS*. Este modelo considera cada departamento como una zona térmica y considera el sistema en régimen transiente mediante aproximaciones cuasi-estacionarias evaluadas con un paso de tiempo de 1 hora. De esta forma, el modelo simula la potencia de calefacción requerida en cada hora de un año típico de la localidad seleccionada. Por último, cabe señalar que para estimar las demandas de calefacción y los flujos de calor en los distintos espacios, es necesario conocer la geometría de los departamentos. Los planos detallados de la elevación y planta de la vivienda seleccionada del conjunto residencial se presentan en *Anexo 2*.

Por otro lado, la demanda de calefacción debe estimarse bajo la condición de alcanzar una condición de confort térmico. Para esto, se trabaja en base al modelo del *Predicted Mean Vote* (Fanger, 1970), descrito en mayor detalle en *Anexo 3*. Este modelo propone niveles de sensación de confort para distintas temperaturas, niveles de actividad física, velocidad relativa del aire del recinto y nivel de aislamiento térmico debido a la vestimenta (grado *Iclo*). Luego, para determinar las temperaturas de confort se definen dos horarios (día y noche), donde se consideran dos grados *Iclo* asociados. Además, se define una velocidad relativa del aire de 0.1 (*m/s*). Las temperaturas utilizadas se muestran en la *Tabla 7*.

Tabla 7: Temperatura de confort definida para cada horario. (Fuente: Elaboración Propia)

Horario	Temperatura de confort (°C)
Día: 06:00-22:00	22
Noche: 22:00-06:00	19

En este estudio, la carga térmica de calefacción se determina utilizando 22 (°C) como setpoint de temperatura. Sin embargo, en las simulaciones, se considera que el sistema de calefacción cumple la demanda si cumplen aproximadamente las condiciones presentadas en la *Tabla 7*.

4.3.1 Estimación de la carga térmica de calefacción mediante simulación numérica en régimen transiente.

Se crea un modelo del complejo residencial que considera los procesos térmicos en régimen transiente. El principal objetivo es determinar la variabilidad de la demanda energética en el tiempo, estimar la capacidad del sistema de calefacción y establecer las bases para simular posteriormente los equipos del sistema SHP. El modelo se desarrolla y se ejecuta en el programa *TRNSYS 17*. Este software realiza balances térmicos en régimen cuasi-estacionario con intervalos de tiempo a elección. De esta forma, es posible implementar en el modelo las condiciones de borde variables del sistema. Así, se incluyen en las

simulaciones datos horarios del clima de las zonas de Santiago, Concepción y Puerto Montt que el programa puede leer e interpolar según el paso de tiempo de simulación establecido. Por otro lado, cabe destacar que la norma chilena Nch 853 especifica modelos térmicos estacionarios para determinar la potencia de calefacción requerida de las viviendas. Sin embargo, en el presente trabajo se optó por utilizar los resultados del modelo de *TRNSYS* por ser el método adoptado por las publicaciones científicas abarcadas en la revisión bibliográfica de este autor.

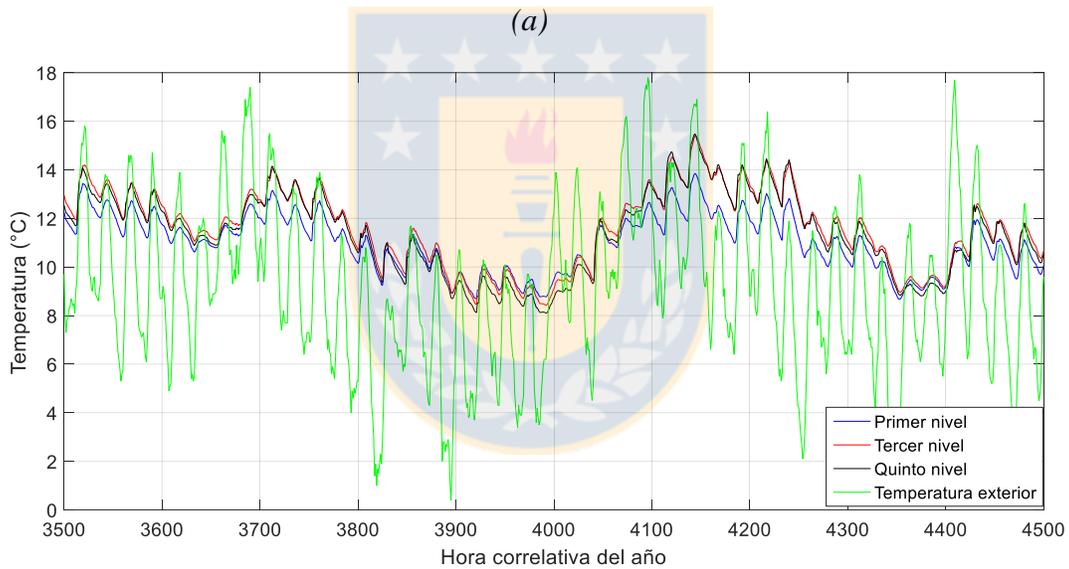
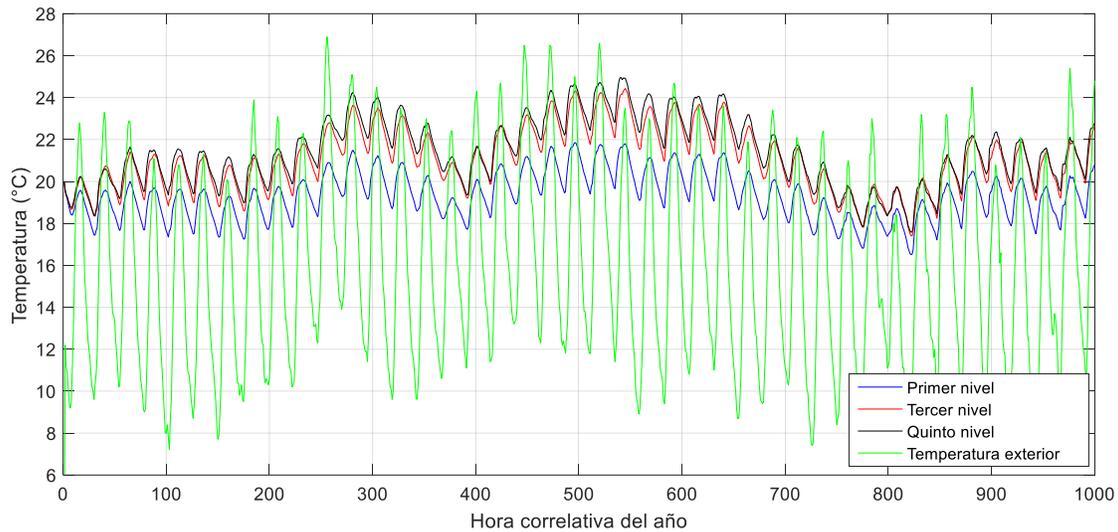
El modelo utilizado corresponde a uno de los modelos simplificados de los edificios utilizado por el autor en el estudio de sistemas SHP convencionales en paralelo evaluado en el edificio de departamentos. El mencionado trabajo se denomina “Modelo de desempeño de un sistema combinado solar y de bombas de calor para calefacción y agua caliente sanitaria en un complejo residencial” (Vega, 2017). El modelo del complejo residencial tuvo el objetivo original de representar en detalle el primer piso del edificio mientras que simplifica el resto de las plantas. Es decir, la vivienda seleccionada para evaluar los sistemas SHP de calefacción está contenida dentro de la zona modelada en detalle.

El modelo fue realizado en el módulo *Type 56a* utilizando la interface de usuario *TRNBUILD*. Así, en el primer nivel del edificio se creó una zona térmica para cada departamento. Por otro lado, se genera una zona térmica no calefaccionada para el pasillo. Además, este modelo considera el subterráneo del edificio roble, representado por una zona térmica independiente.

En todas las consideraciones y simulaciones presentadas posteriormente, se adoptan las siguientes hipótesis y consideraciones.

- La zona térmica del subterráneo y aquellas que describen los pasillos y salas de servicio de los edificios no son calefaccionados.
- Todos los tipos de muros externos, adyacentes e internos de cada zona térmica son aquellos descritos en la *Tabla 2*.
- Los coeficientes de transferencia de calor superficial son aquellos descritos en la *Tabla 3*.
- El coeficiente de transferencia de calor por convección con el exterior no cambia con la altura.
- Todas las ventanas y ventanales son modelados utilizando un tipo de ventana de la librería de *TRNSYS* similar a la instalada en los edificios.
- La superficie externa de todos los muros en contacto con la tierra se encuentra en contacto con una superficie de temperatura definida por el usuario. Esta temperatura corresponde a la temperatura del suelo de los datos horarios de Concepción. Esta hipótesis aplica para el suelo de los departamentos en contacto con la tierra, el suelo del subterráneo y los muros verticales del subterráneo. No se poseen datos de temperatura de suelo para Santiago y Puerto Montt, por lo tanto, se utiliza la misma condición de borde de suelo para todos los climas considerados.

Bajo estas consideraciones, se simula el comportamiento térmico del edificio sin calefacción. Algunos resultados se presentan en la *Figura 24*.

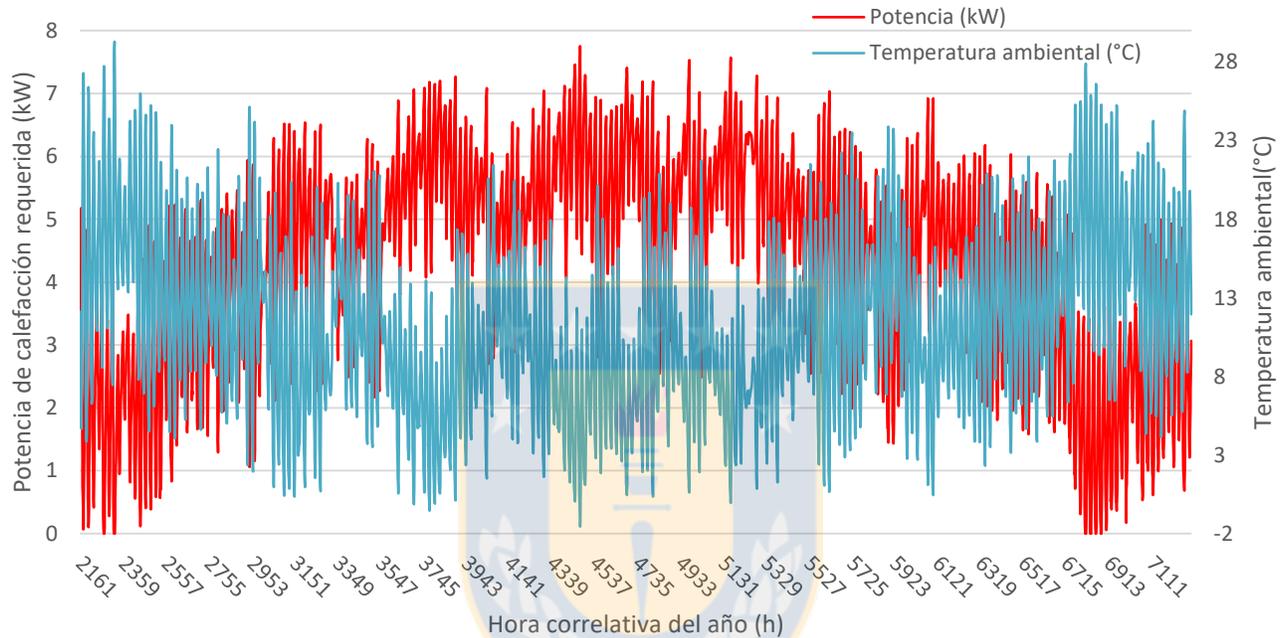


(b)

Figura 24: Comportamiento térmico de tres departamentos tipo A lado Este (a) en verano y (b) en invierno. (Fuente: Elaboración Propia)

Se observa que las viviendas presentadas en la *Figura 24* poseen poca variabilidad diaria de temperatura con respecto a la temperatura exterior. En verano se encuentran la variabilidad diaria más grande de temperatura interior, correspondiente a $2\text{ }(^{\circ}\text{C})$ aproximadamente; mientras que la temperatura exterior puede variar en alrededor de $15\text{ }(^{\circ}\text{C})$. Luego, se deduce que las viviendas poseen alta inercia térmica que puede ser beneficiosa para el consumo energético por calefacción. Esto se debe a que la edificación está construida mayoritariamente por hormigón, un material de alta capacidad térmica (ver *Tabla 1*). Además, cabe destacar que los departamentos del primer nivel son más fríos, tal como ocurre en los resultados del caso presentado en la *Figura 24*.

Por otro lado, se realiza una simulación para estimar la potencia máxima de calefacción requerida por la vivienda. Para esto, se realiza una simulación anual sin considerar ganancias de calor internas por luminarias, equipos electrónicos y residentes, entre otros. Sin embargo, si se considera la ganancia de calor por radiación solar. En la simulación, se impone que la vivienda sea calefaccionados sin límite de potencia para mantener como mínimo la temperatura de confort de 22 ($^{\circ}\text{C}$) día y noche, durante todo el año con un sistema de control ideal. Los resultados evaluados para los tres climas se presentan en la *Figura 25*.



(a)

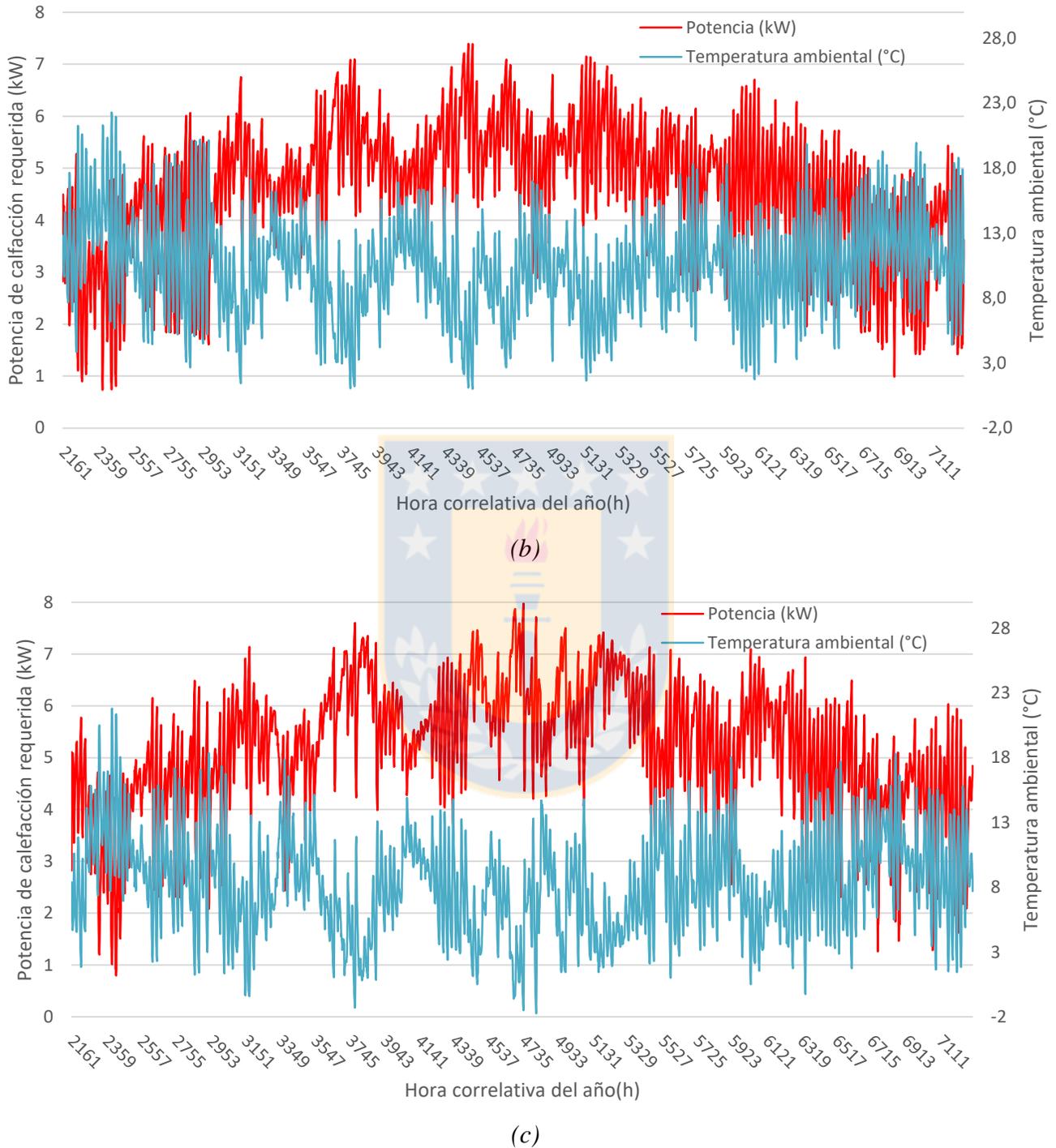


Figura 25: Demanda anual de potencia calefacción de la vivienda para mantener la temperatura mínima de confort de 22 (°C) en (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Puerto Montt durante la estación invernal. (Fuente: Elaboración Propia)

Los resultados del modelo indican que el primer nivel de los edificios requieren de una capacidad de calefacción del sistema considerablemente mayor (Vega, 2017). Así, la vivienda seleccionada para el

estudio casi iguala al departamento de mayor carga térmica. Para cada clima, los resultados se resumen en la *Tabla 8*.

Tabla 8: Resumen de la carga térmica de calefacción de la vivienda en los tres climas evaluados. (Fuente: Elaboración Propia)

	Potencia máxima de calefacción requerida (kW)	Demanda anual de energía de calefacción (kWh)
Santiago	7.76	21 822
Concepción	7.39	23 402
Puerto Montt	7.97	26 494

Los resultados entre el presente estudio y previamente realizado por el autor difieren levemente porque se utilizaron diferentes archivos climáticos de un año típico de Concepción.

4.3.2 Calificación energética de las viviendas

Para determinar la etiqueta de Calificación Energética de Viviendas se utiliza el *Programa de Cálculo para Calificación v1.0*, (Ministerio de Vivienda y Urbanismo). Existen 7 etiquetas distintas, cuyo significado se detalla en la *Figura 26*.



Figura 26: Significado de las distintas etiquetas de calificación energética. (Ministerio de Vivienda y Urbanismo, 2013)

El *Programa de Cálculo para Calificación v1.0* propone un modelo de cálculo en régimen estacionario. Así, se ingresan al modelo los datos de la envolvente térmica y la zona climática. Además, es importante notar que al ser espacios cerrados, no se considera transferencia de calor hacia los pasillos y los departamentos adyacentes en el programa de cálculo. Esta hipótesis se adopta siguiendo el método de cálculo de la reglamentación (Ministerio de Vivienda y Urbanismo). Por último, cabe destacar que los

factores de accesibilidad a las ventanas *FAV* introducidos en el programa en cada orientación son promedios ponderados por las áreas de ventana.

Tabla 9: Calificación energética CEV de la vivienda en las tres localidades evaluadas. (Fuente: Elaboración Propia)

Santiago	Concepción	Puerto Montt
C	D	D

Cabe destacar que la letra E representa el estándar actual de construcción establecido en el artículo 4.1.10 de la Ordenanza General de Urbanismo y Construcciones (OGUC).

4.4 Caracterización de la demanda de Agua Caliente Sanitaria (ACS)

La demanda de Agua Caliente Sanitaria que se busca cubrir con los sistemas SHP estudiados corresponde a la demanda de todo el complejo residencial. Esta demanda energética y su cobertura ya ha sido estudiada por el autor en el trabajo previo “Modelo de desempeño de un sistema combinado solar y de bombas de calor para calefacción y agua caliente sanitaria en un complejo residencial” (Vega, 2017). Así, comparando la demanda de calefacción presentada y la de ACS, se busca estudiar los sistemas SHP en serie y en paralelo en dos contextos totalmente diferentes, tanto en el perfil de la demanda como en su orden de magnitud.

La demanda de agua caliente sanitaria se estima de forma muy parecida al trabajo previo del autor. Se ha hecho un análisis basado en dos normas, la *Domestic Water Heating Design Manual (Occupancy Type method)* (American Society of Plumbing Engineers, 2015) y la norma *ASHRAE 90.2* (ver *Figura 27*). La razón de esto es que la norma *ASPE* entrega información más detallada y realista acerca del consumo promedio diario de ACS y los peaks de demanda por cada consumidor; mientras que la *ASHRAE* entrega perfiles detallados de la distribución del consumo diario y de la estimación de habitantes en un complejo residencial. La *Tabla 10* detalla la norma *ASPE* utilizada.

Tabla 10: Demanda de ACS y uso para un edificio multifamiliar. La demanda se define como el consumo de agua en el grifo a 48 (°C). (American Society of Plumbing Engineers, 2015)

Demanda	Máximo por Hora gal (L) / persona	Promedio Diario gal (L) / persona
Perfil de bajo consumo	2.8 (10.5)	14.0 (54.0)
Perfil de consumo medio	4.8 (18.0)	30.0 (113.6)
Perfil de alto consumo	8.5 (32.5)	54.0 (205.0)

En el presente informe se asume que el complejo residencial presenta un perfil de consumo medio de ACS. Por otro lado, el promedio diario de consumo del complejo residencial en su conjunto se determina a partir de la *Ecuación (8)*.

$$NP = \begin{cases} 1.25 * NSR, & 1 \leq NSR \leq 4 \\ 1.25 * NSR + 0.5 * NSR, & 4 < NSR \end{cases} \quad (8)$$

NP : Número de personas que habitan la vivienda.

NSR : Número de habitaciones en la vivienda.

La Tabla 11 presenta la estimación del número de residentes y los datos de consumo de ACS asociados.

Tabla 11: Consumo promedio diario y máximo de consumo por hora en la totalidad del complejo residencial asumiendo un perfil de consumo medio. (Fuente: *Elaboración Propia*)

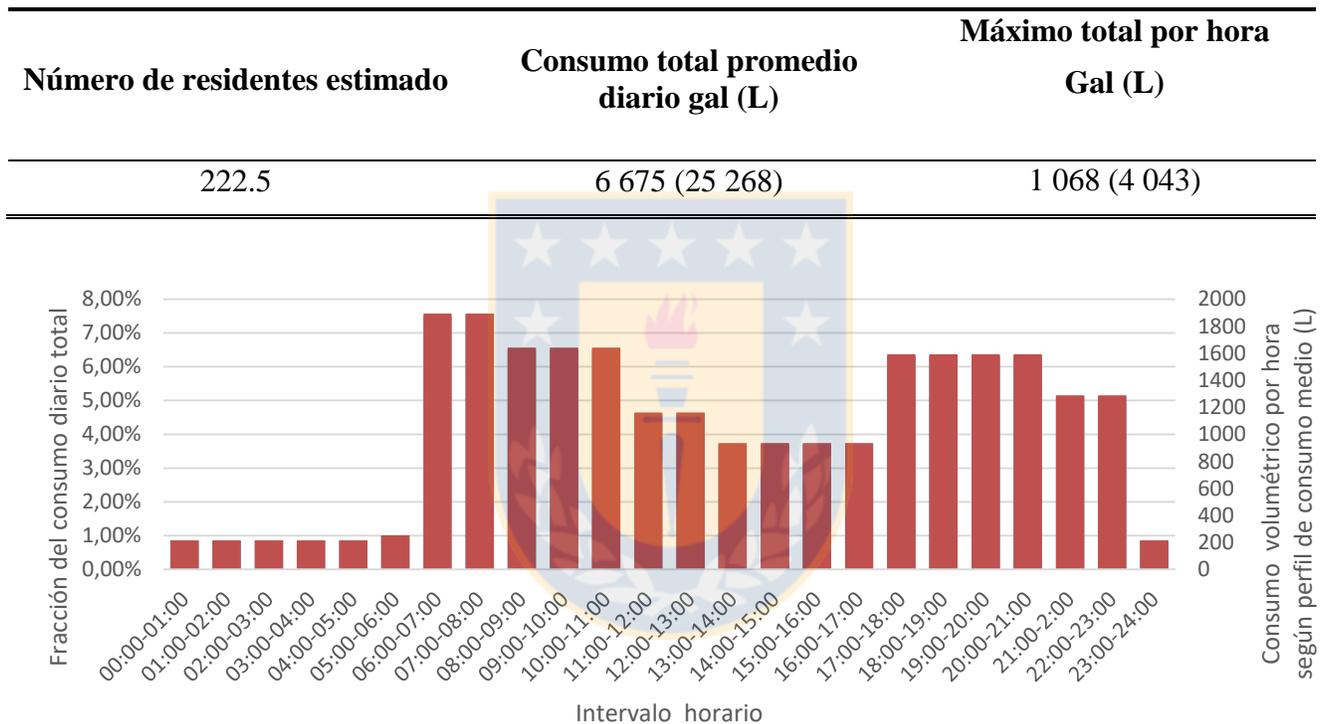


Figura 27: Perfil de consumo de ACS de un edificio residencial de mediana altura aplicado a la demanda del complejo residencial analizado. (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers., 2007)

Por otro lado, se posee información de temperaturas típicas requeridas en distintas actividades domiciliarias. Los datos se presentan en la Tabla 12.

Tabla 12: Temperaturas típicas de uso para distintos dispositivos de fontanería. (American Society of Plumbing Engineers, 2015)

Uso	Temperatura (°C)
Lavabo, lavado de manos	40
Lavabo, afeitado	45
Duchas y tinas	43

Tomando en cuenta los datos de la *Tabla 12*, se define 48 ($^{\circ}\text{C}$) como la temperatura mínima que el sistema debe poder proveer en el grifo. Luego, la potencia útil del sistema de ACS queda descrita por la *Ecuación (9)*.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w * C_{p,w} * (T_{w,s} - T_{w,red}) \quad (9)$$

$T_{w,s}$: Temperatura de salida del ACS del intercambiador de calor del estanque inercial de agua caliente.

$T_{w,red}$: Temperatura del agua de la red. Se asume que tal temperatura es igual a la temperatura del suelo de los datos climáticos de Concepción que se poseen.

$C_{p,w}$: Calor específico del agua. 4.18 ($\text{kJ}/\text{kg} * \text{K}$)

\dot{m}_w Flujo másico de ACS. En cada hora del día, se asume que el flujo másico queda determinado por el perfil descrito en la *Figura 27*.

Por otro lado, se poseen de las bases de datos TMY las temperaturas de agua de la red en cada una de las ciudades estudiadas. Los datos se presentan en la *Figura 28*.



Figura 28: Temperatura del agua de la red para cada ciudad estudiada en un año típico meteorológico. (Fuente: Elaboración Propia).

Luego, el consumo energético anual para preparación de ACS y la potencia útil máxima requerida por el sistema SHP en cada ciudad se pueden calcular a partir de la *Tabla 11* y la *Ecuación (9)*. Los resultados se indican en la *Tabla 13*. Para llegar a estos resultados, se utiliza el máximo flujo requerido en el perfil de consumo, la temperatura de consumo y la temperatura mínima de la red de agua.

Tabla 13: Carga térmica para preparación de ACS en los tres climas evaluados. (Fuente: Elaboración Propia)

	Santiago	Concepción	Puerto Montt
Potencia máxima requerida (kW)	73.5	76.6	84.0
Consumo energético anual (kWh)	315 890	350 720	388 610



Capítulo 5

5 Diseño y modelado de los sistemas SHP

5.1 Configuración y diseño de los sistemas SHP estudiados.

Diferentes sistemas SHP se han modelado, variando la naturaleza de la demanda energética a cubrir, los equipos involucrados y el tipo configuración para lograrlo. Los modelos se desarrollan para predecir el comportamiento energético global del sistema sin entrar en detalle en el diseño de los circuitos de transporte de fluido y diseño de los estanques, entre otros.

Para simplificar los casos de estudio y enfocarse sólo en la comparación de configuraciones en paralelo versus configuraciones en serie, se han diseñado dos sistemas principales: uno para cubrir la demanda de calefacción y otro para suplir la demanda de agua caliente sanitaria. Ambos sistemas son diseñados con dos variantes de configuración, denominadas A y B. Cada una de estas configuraciones puede operar en paralelo o en serie según el sistema de control programado y las condiciones de operación. Así, en total se modelan 4 sistemas: una configuración A y una configuración B para ACS; y un par de configuraciones A y B para cubrir una demanda de calefacción. Estos diseños son evaluados en cada uno de los 3 contextos climáticos definidos bajo distintos sistemas de control. Además, en cada una de las configuraciones se hace un estudio del efecto de utilizar dos tipos de colectores solares de características opuestas.

5.1.1 Sistemas SHP para preparación de ACS

Los sistemas de preparación de ACS constan de colectores solares térmicos y una bomba de calor para recargar un estanque inercial de almacenamiento de energía. Por su lado, el consumo final de agua caliente sanitaria resulta de la mezcla de líquido caliente y frío cuya razón de caudal es tal que la temperatura de consumo se mantenga en $48\text{ }(^{\circ}\text{C})$, definida según el mayor requerimiento expuesto en la *Tabla 12*. Estos dos flujos de agua provienen de la red de agua potable y se dividen a razón variable según una válvula de control que monitorea las temperaturas del circuito. La variación de flujo en el consumo de ACS viene dada por la *Figura 27* mientras que la temperatura de la red para cada ciudad es descrita en *Figura 28*.

El controlador de los colectores solares está configurado para que el circuito esté activo sólo si los colectores son capaces de ganar energía. La señal de control regula el caudal circulante para mantener la temperatura de salida de los colectores lo más cercano posible a un setpoint definido. Por otro lado, la potencia requerida por la bomba hidráulica se estima a partir de la altura del edificio y las curvas de caída de presión obtenidas del catálogo de cada colector solar utilizado.

Tabla 14: Estrategia de control y datos del circuito de los colectores solares. (Fuente: Elaboración Propia)

Temperatura de SetPoint a la salida de los colectores (°C)	Rango de flujo impulsado por la bomba hidráulica (L/h)
60	8 750-17 500

Por su lado, el circuito de la bomba de calor está configurado para que el equipo entre en operación si los colectores solares no son capaces de suplir la demanda de ACS. Un termostato monitorea la temperatura superior del estanque de agua y envía una señal a la bomba hidráulica si es necesaria la operación de la bomba de calor.

Tabla 15: Datos sobre el control del circuito bomba de calor-estanque de agua para ACS. (Fuente: Elaboración Propia)

Temperatura de setpoint en el estanque (°C)	Diferenciales (T-T_{set}) de temperatura para encendido/apagado de la bomba (°C)	Flujo impulsado por la bomba hidráulica (L/h)
48	0 / 5	15 502

En primer lugar, el Sistema A se caracteriza por poseer una bomba de calor con dos evaporadores, de los cuales sólo puede utilizar uno a la vez. Uno de los evaporadores permite al equipo trabajar como una bomba de calor agua-agua donde el líquido fuente de energía es aquel que circula por el circuito de los colectores. El otro, permite a la bomba de calor equipo retirar energía del aire, trabajando así como una bomba de calor aire-agua común. Así, se definen dos modos de operación:

- Sistema A, operación en paralelo: Cuando esto ocurre, los colectores solares no interactúan directamente con la bomba de calor y dirigen el flujo de su circuito hacia el estanque para entregarle calor si las condiciones de operación les permiten ganar energía. Por su lado, si el sistema de control lo requiere, la bomba de calor trabaja en modo aire-agua.
- Sistema A, operación en serie: En este modo de operación, la bomba de calor utiliza el agua del circuito de los colectores solares como fuente de calor. Luego, el agua de tal circuito es calentada por los colectores y enfriada por el evaporador de la bomba de calor, disminuyendo la temperatura de operación de los captadores solares. Así, los colectores aumentan su eficiencia y la bomba de calor aumenta su COP. En este modo de operación la totalidad del flujo de los colectores es dirigido hacia el evaporador de la bomba de calor.

Nuevamente, el autor hace énfasis en que no existe operación simultánea o parcial entre serie y paralelo tanto para la bomba de calor como para los colectores solares. Los flujos correspondientes que definen el modo de operación son totalmente direccionados en un sentido u otro. Por último, cabe destacar que el principio de funcionamiento del Sistema A fue mencionado en el estado de arte como uno de las

metodologías encontradas en la literatura para el estudio del potencial de los sistemas SHP en serie (Michel Y Haller, 2011). Un esquema de la configuración se muestra en la *Figura 29*.

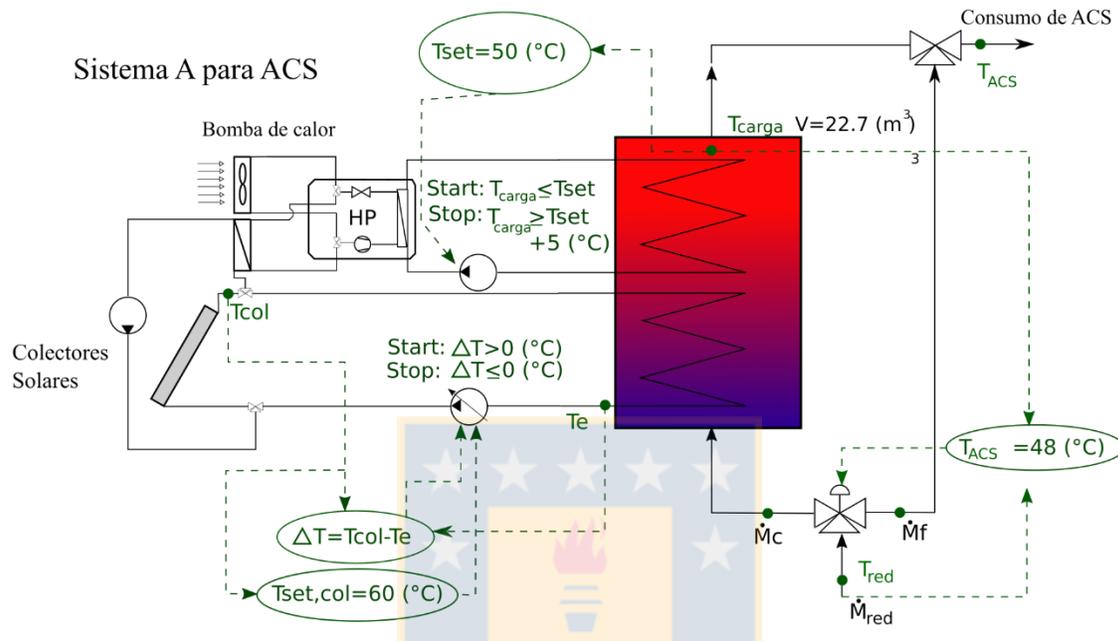


Figura 29: Esquema simplificado de los equipos y circuitos hidráulicos del Sistema A con bomba de calor de doble evaporador simulado en TRNSYS. (Fuente: Elaboración Propia)

Por otro lado, el Sistema B es igual al Sistema A pero sin la bomba de calor de doble evaporador. En su lugar, se tiene una bomba de calor aire-agua que posee un intercambiador de calor capaz de precalentar el aire antes de pasar por el evaporador. Así, se definen también dos modos de operación:

- Sistema B, operación en paralelo: Los colectores solares no interactúan directamente con la bomba de calor y dirigen el flujo de su circuito hacia el estanque para entregarle calor si las condiciones de operación les permiten ganar energía. Por su lado, si el sistema de control lo requiere, la bomba de calor trabaja en modo aire-agua sin precalentamiento de aire.
- Sistema B, operación en serie: En este modo de operación, el flujo del circuito de los colectores es redirigido hacia el intercambiador de calor que precalienta el aire del evaporador de la bomba de calor. Es decir, la bomba de calor utiliza energía solar como fuente de calor y aumenta su COP por trabajar con una fuente de calor de mayor temperatura. Por su lado, los captadores solares son enfriados por el aire a temperatura ambiente que pasará posteriormente por la bomba de calor.

Nuevamente, cabe destacar que no existe operación simultánea o parcial entre serie y paralelo tanto para la bomba de calor como para los colectores solares en el Sistema B. Además, es pertinente mencionar que este sistema está inspirado en uno de las configuraciones SHP expuestas en el *Estado del Arte de los Sistemas SHP* y ha sido estudiado en la literatura (Lerch, Heinz, & Heimrath, 2013). Un esquema del sistema se muestra en la *Figura 30*.

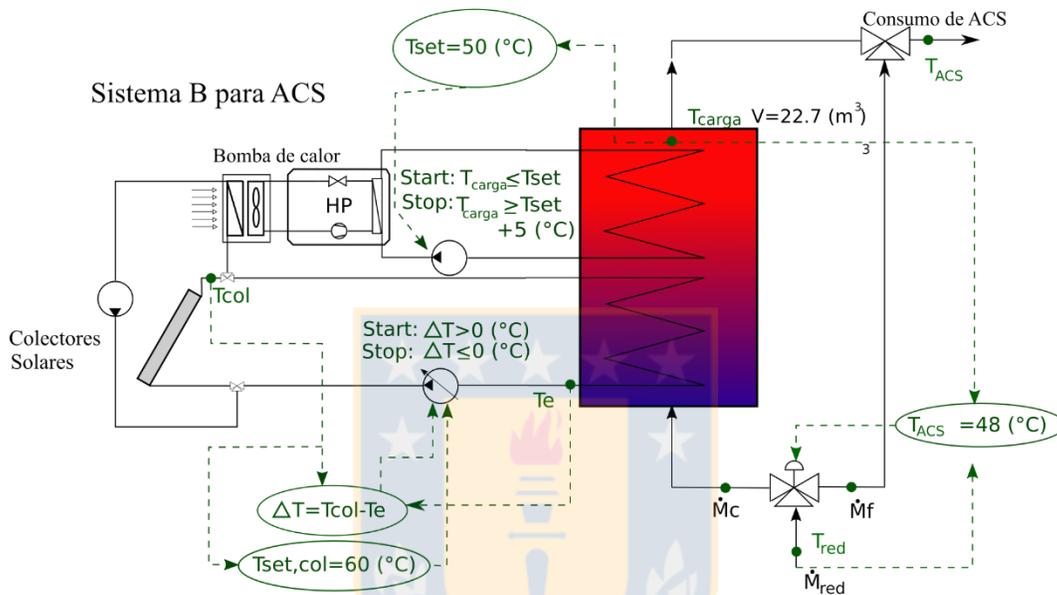


Figura 30: Esquema simplificado de los equipos y circuitos hidráulicos del Sistema B con bomba de calor aire-agua con precalentamiento de aire simulado en TRNSYS. (Fuente: Elaboración Propia).

5.1.2 Sistemas SHP para cubrir demanda de calefacción

En cada configuración de sistema SHP diseñada para cubrir la demanda de calefacción la energía captada por los colectores solares y la bomba de calor es almacenada en un estanque inercial de agua. Los circuitos hidráulicos de la bomba de calor y los colectores solares están conectados directamente a este estanque, es decir, la transferencia de energía se realiza mediante la circulación y mezcla directa del agua y no mediante intercambiadores de calor sumergidos en el estanque. De esta forma, se evita un aumento innecesario de las temperaturas de operación de los equipos. Por otro lado, a través del estanque circula agua de otro circuito cerrado que conecta con un piso radiante. En este dispositivo terminal, se realiza la transferencia de calor hacia el recinto calefaccionado. Se ha optado por un piso radiante para realizar la calefacción de los departamentos para que el sistema pueda operar a menores temperaturas; de esta forma, la bomba de calor puede realizar el transporte de calor funcionando con un mejor *COP* y los colectores solares aumentan su eficiencia al operar a menores temperaturas.

Para satisfacer los requerimientos de demanda de calefacción y diseño del piso radiante, el sistema de control está configurado para mantener la temperatura superior del estanque a un mínimo de 35 (°C). Un

termostato monitorea la temperatura superior del estanque para accionar el flujo de agua del circuito de la bomba de calor y transportar líquido caliente hacia el intercambiador de calor del estanque. Por su lado, el sistema de control de los colectores solares es tal que su circuito calorportante está activo si los colectores solares son capaces de aumentar la temperatura de su fluido de trabajo. Algunos datos de interés sobre el control circuito cerrado bomba de calor-estanque de almacenamiento se especifican en la *Tabla 16* y la *Tabla 17*.

Tabla 16: Datos sobre el control del circuito de la bomba de calor-estanque. (Fuente: Elaboración Propia)

Temperatura de setpoint en el tope del estanque (°C)	Diferenciales (T-T _{set}) de temperatura para encendido/apagado de la bomba (°C)	Flujo impulsado por la bomba hidráulica (L/h)
35	0 / 3	1550

Tabla 17: Datos sobre el control del circuito colectores-estanque. (Fuente: Elaboración Propia)

Temperatura de setpoint de salida de los colectores (°C)	Estrategia de control de la bomba hidráulica	Flujo impulsado por la bomba hidráulica (L/h)
45	$T_{out,colectores} > T_{in,colectores} \Rightarrow \text{ON}$ $T_{out,colectores} \leq T_{in,colectores} \Rightarrow \text{OFF}$	875-1750

El circuito cerrado entre el estanque y el piso radiante está controlado por un termostato conectado a la zona térmica evaluada. El termostato envía la señal a la bomba hidráulica para encender o detener el flujo de agua caliente; sin embargo, cabe destacar que la señal es filtrada para sólo activar la bomba si el paso de tiempo evaluado corresponde a horario vespertino. Debido a la inercia térmica del piso radiante, para satisfacer las temperaturas de confort establecidas en los horarios de la *Tabla 7*, el horario vespertino en la simulación se define entre las 05:00 AM hasta las 10:00 PM. La *Tabla 18* resume los datos usados para el control de este circuito.

Tabla 18: Datos sobre el control del circuito cerrado estanque-piso radiante. (Fuente: Elaboración Propia)

Temperatura de setpoint en la zona térmica (°C)	Diferenciales (T-T _{set}) de temperatura para encendido/apagado de la bomba (°C)	Horario de encendido de calefacción	Flujo impulsado por la bomba hidráulica (L/h)
22.0	-0.5 / 0.5	05:00 AM-10:00 PM	3500

Luego, al igual que en el sistema de ACS, el Sistema A se caracteriza por poseer una bomba de calor con dos evaporadores, de los cuales sólo puede utilizar uno a la vez. Uno de los evaporadores permite al

equipo trabajar como una bomba de calor agua-agua donde el líquido fuente de energía es aquel que circula por el circuito de los colectores. El otro, permite a la bomba de calor equipo retirar energía del aire, trabajando así como una bomba de calor aire-agua común. Los modos de operación en serie y en paralelo y sus respectivas restricciones son las mismas que en el sistema de ACS.

Por otro lado, la configuración B en el sistema de calefacción es idéntica a lo expuesto para el sistema de ACS: la bomba de calor aire-agua posee un intercambiador de calor capaz de precalentar el aire antes de pasar por el evaporador. Los modos de operación en serie y en paralelo y sus respectivas restricciones son las mismas que en el sistema de ACS.

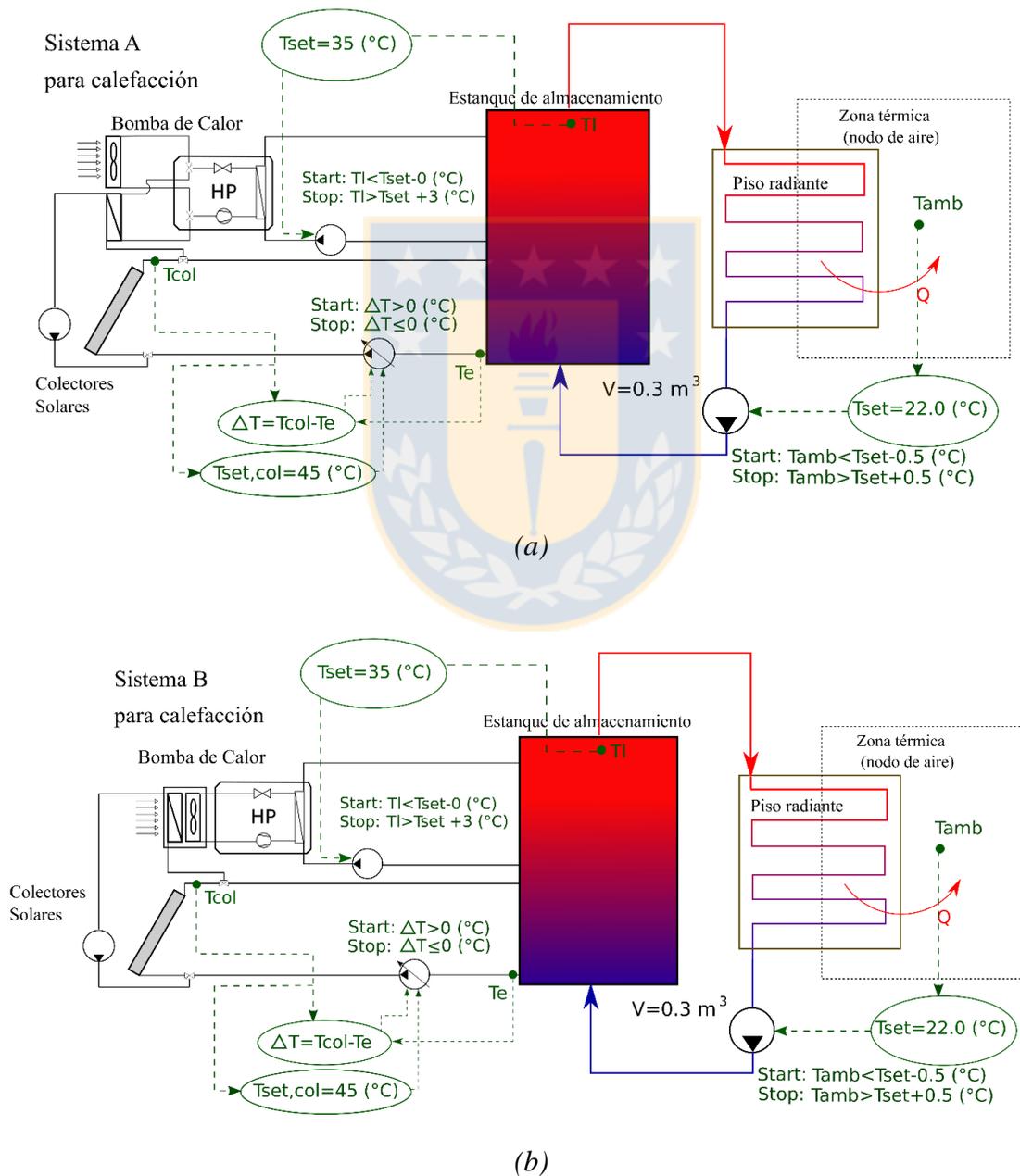


Figura 31: Sistemas diseñados y modelados para cubrir la demanda de calefacción. (a) Sistema A y (b) Sistema B. (Fuente: Elaboración Propia)

5.2 Dimensionamiento de los equipos

5.2.1 Sistema de Calefacción.

El sistema de calefacción se ha diseñado en base a la carga térmica determinada en la sección *Caracterización de la demanda energética de calefacción*. Aquí, se encuentra que la potencia máxima de calefacción requerida en los climas evaluados es de casi 8 (kW). Luego, se establece como criterio de diseño dimensionar el sistema para que la bomba de calor sea capaz de cubrir esta carga térmica adecuadamente y de forma independiente. Por esto, los sistemas A y B que cubren la demanda de calefacción son modelados con una bomba de calor aire-agua de 9 (kW). Cabe destacar que la vivienda estudiada ya fue modelada con un equipo de esta capacidad por el autor (Vega, 2017).

Sin embargo, en comparación con este trabajo previo, esta vez se utiliza un área total mayor de captadores solares. El presente estudio no realiza ningún análisis económico para determinar un dimensionamiento óptimo de los equipos puesto que sólo se pone enfoque en comprobar la hipótesis expuesta en la sección *Tesis y metodología*. Por otro lado, en la literatura se ha encontrado reiteradamente una mayor razón entre el área de colectores solares y la potencia de la bomba de calor que aquella utilizada en los trabajos previos, llegando a relaciones de 3 (m^2) por cada (kW) de potencia de la bomba de calor, o más (Fraga, Hollmuler, Mermoud, & Bernard, 2017) (Carbonell, Philippen, M. Granzotto, & Haller, 2016). Por otro lado, el volumen del estanque de almacenamiento se fija según el equipo comercial descrito en las secciones posteriores.

Tabla 19: Dimensionamiento de los principales equipos del sistema de calefacción. (Fuente: Elaboración Propia)

Capacidad de la bomba de calor (operando aire-agua en paralelo) (kW)	Razón área de captadores por cada kW de bomba de calor (m^2/kW)	Área total de colectores solares (m^2)	Volumen del estanque de almacenamiento (m^3)
9	2.5	22.5	0.3

Por otro lado, el piso radiante se diseña y dimensiona según el trabajo previo del autor. Esto corresponde a un piso radiante cuya potencia específica nominal es de 111 (W/m^2) y ha sido diseñado en base al manual *Rehau Radiant Heating Systems Design Guide* (Rehau, 2013). Los parámetros seleccionados y resultantes del diseño para la vivienda seleccionada se presentan en la *Tabla 20*.

Tabla 20: Datos técnicos de interés del piso radiante diseñado (Fuente: Elaboración Propia)

Potencia específica nominal (W/m^2)	111
Área total del piso radiante (m^2)	78.5
Potencia nominal (kW)	8.7
Temperatura ambiental de diseño ($^{\circ}C$)	22
Temperatura superficial nominal del piso ($^{\circ}C$)	32
Diámetro de tuberías (mm)	16
Separación de tuberías (m)	0.1
Largo total de tubería (m)	784.8*
Número de circuitos en paralelo	4
Resistencia térmica del suelo sobre la tubería ($m^2 \cdot K/W$)	0.036
Temperatura nominal de entrada/salida de agua ($^{\circ}C$)	35 / 32.8
Flujo de agua (L/h)	3500*
Espesor de la losa (m)	0.106
Densidad de la losa (kg/m^3) (mortero de cemento)	2000
Calor Específico de la losa ($kJ/kg \cdot K$)	0.84

*Largo total de tubería considerando los 4 circuitos en paralelo. El flujo es dividido en los 4 circuitos.

5.2.2 Sistema de ACS

El sistema de calefacción se ha diseñado en base a la carga térmica determinada en la sección *Caracterización de la demanda de Agua Caliente Sanitaria (ACS)*. En esta, se ha establecido que en los climas evaluados la máxima potencia requerida para preparación de ACS es de 84 (kW). Luego, se establece como criterio de diseño dimensionar el sistema para que la bomba de calor sea capaz de cubrir esta carga térmica adecuadamente y de forma independiente. Por esto, los sistemas A y B que cubren la demanda de ACS son modelados con una bomba de calor aire-agua de 90 (kW). De esta forma, este sistema se dimensiona de forma análoga al sistema de calefacción, manteniendo la misma razón entre área de captadores por cada kW de capacidad de la bomba de calor. Sin embargo, esta vez estos equipos son apoyados por dos calentadores auxiliares eléctricos. La selección del número y potencia de los calentadores se mantuvo con respecto al previo trabajo del autor (Vega, 2017), sin embargo, la metodología utilizada en tal estudio resultaría en una menor potencia de los calentadores si fuera aplicada en el presente diseño.

Por último, un estanque teórico de almacenamiento de energía se incluye en el diseño para el proceso de preparación de ACS. En base a los resultados detallados en la Tabla 11 se incluye en el modelo un estanque capaz de almacenar aproximadamente la totalidad del volumen de agua consumido diariamente por el complejo residencial, según recomienda la literatura (Corporación de Desarrollo Tecnológico,

Cámara Chilena de la Construcción, 2007). Los datos técnicos y geométricos del estanque, se obtienen a partir del catálogo del modelo comercial de mayor volumen que se ha encontrado.

La *Tabla 21* presenta un resumen del dimensionamiento de los principales equipos involucrados en el sistema de preparación de ACS.

Tabla 21: Dimensionamiento de los principales equipos del sistema de calefacción. (Fuente: Elaboración Propia)

Capacidad de la bomba de calor (operando aire-agua en paralelo) (kW)	Razón área de captadores por cada kW de bomba de calor (m ² /kW)	Área total de colectores solares (m ²)	Volumen del estanque de almacenamiento (m ³)	Capacidad de los calentadores auxiliares eléctricos (kW)
90	2.5	225	22.7	6x2

5.3 Diseño y modelado de los componentes involucrados.

5.3.1 Colectores solares térmicos

Dos tipos de colectores solares térmicos son utilizados cuyas características de desempeño son evidentemente opuestas. En primer lugar, se ha seleccionado un colector solar sin cubierta (UC) comercial modelo *HC-30* del fabricante *Heliocol*® homologado según *EN-12975*. Se ha optado por seleccionar este tipo de colector solar debido que es aquel que más aumenta su rendimiento al disminuir la diferencia de temperaturas entre el captador y el ambiente. Es decir, es aquel con menores pérdidas ópticas. Por esto, los colectores UC son aquellos más estudiados en la literatura para aplicaciones en sistemas SHP en serie.

Por otro lado, se busca seleccionar un colector que tenga las características opuestas a las de un colector UC para poder comparar resultados de alto contraste. Es decir, se busca que sea ampliamente utilizado en configuraciones en paralelo y que sea capaz de tener una alta eficiencia cuando exista una mayor diferencia de temperatura entre el captador solar y el ambiente. Entre estos, se consideran los colectores solares planos (FPC) y los de tubos de vacío (ETC). Entre estos dos, son los colectores ETC los que más diferencia de desempeño tienen con los UC, es decir, tienen mayores pérdidas ópticas pero menores pérdidas de calor por convección. Además, los colectores ETC demostraron tener mejor desempeño que un colector FPC en el clima de Concepción en un sistema SHP de configuración en paralelo (Vega, 2017). Por lo tanto, considera de mayor interés seleccionar un colector de tubos de vacío comercial, del fabricante *Wolf*®. El equipo, modelo *CRK-12*, es de alto rendimiento según *DIN 4757* y ha sido homologado según la norma *EN-12975-2* (Wolf Ibérica, S.A). En la revisión bibliográfica realizada por el autor se encontró que los colectores ETC no son comúnmente utilizados en diseños de sistemas SHP operando en serie. Esto se debe a que si una bomba de calor enfría el captador, la eficiencia de un colector

de tubos de vacío aumenta, pero no tanto como en un colector solar plano o en un colector sin cobertura debido a que las pérdidas ópticas son más importantes en los tubos.

Por último, cabe destacar que la elección de los tipos de colectores responde sólo a las razones recién expuestas, sin ningún criterio económico detrás. La Tabla 22 resume las características más relevantes de ambos colectores.

Tabla 22: Datos técnicos de relevancia de los equipos Topson HC-30 y CRK-12 (Wolf Ibérica, S.A). (Magen Eco-Energy, 2010)

Equipo	Largo (mm)	Ancho (mm)	Capacidad Térmica Efectiva (kJ/K*m ²)	Capacidad (L)	Peso (kg)	Caudal Recomendado (L/h)	Superficie del captador (m ²)	Superficie efectiva (m ²)
CRK-12	1640	1390	35.7	1.6	37.6	-	2.28	2.0
HC-30	2310	1200	10.71	7.1	6.8	720	2.77	2.77

La modelación de los colectores se realiza en base a su curva de rendimiento determinada según la norma EN-12975-2. Los coeficientes de la ecuación se presentan en la Tabla 23 y sus curvas de rendimiento en la Figura 32.

$$\eta = \eta_0 - k_1 \frac{(T_{col} - T_{amb})}{I} - k_2 \frac{(T_{col} - T_{amb})^2}{I} \quad (10)$$

η : Rendimiento del colector solar.

η_0 : Eficiencia óptica. Es el rendimiento del colector cuando no existe diferencia de temperatura entre el equipo y el ambiente.

T_{col} : Temperatura superficial promedio del colector solar. (°C)

T_{amb} : Temperatura ambiental. (°C)

I : Radiación solar total (difusa más directa) recibida por el colector solar. (W/m²)

k_1 : Coeficiente de transmisión de calor 1. (W/m²*K)

k_2 : Coeficiente de transmisión de calor 2. (W/m²*K²)

Tabla 23: Coeficientes de la curva de rendimiento de los modelos CRK-12 y HC-30 (Wolf Ibérica, S.A) (Magen Eco-Energy, 2010)

Equipo	η_0	k_1 (W/m ² *K)	k_2 (W/m ² *K ²)
CRK-12	0.642	0.885	0.001

HC-30	0.828	18.52	0
-------	-------	-------	---

*Dato entregado en el catálogo para un ángulo de incidencia transversal y longitudinal de 50°. Este dato no se utiliza en la modelación.

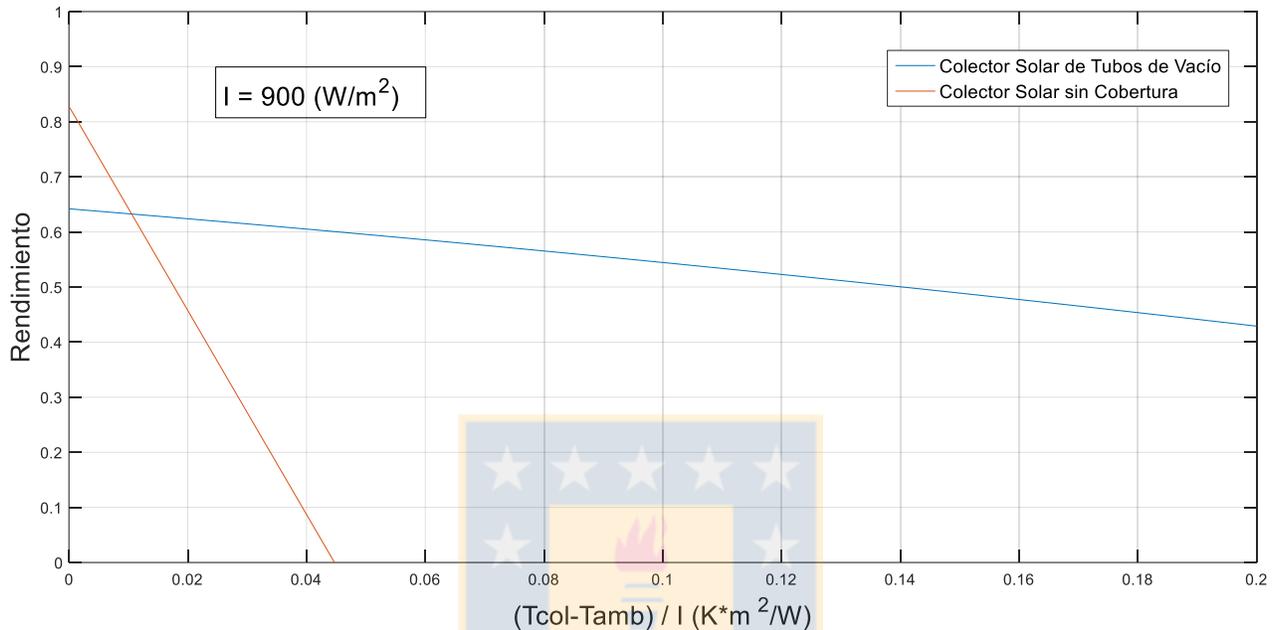


Figura 32: Curva de rendimiento de los colectores solares térmicos utilizados La curva azul corresponde a CRK-12; la azul, al modelo HC-30. (Fuente: Elaboración Propia)

Así, en TRNSYS, los colectores de tubos de vacío son modelados mediante el módulo de TRNSYS Type 538 y los colectores sin cobertura son representados mediante el módulo Type 553, ambos desarrollados por Thermal Energy Systems Specialists. Considerando la influencia de su capacidad calorífica, estos módulos simulan el rendimiento térmico de los colectores con la curva de eficiencia ingresada. Para esto, los coeficientes de la Tabla 23 son indicados como parámetros en el modelo. Cabe destacar que al no poseer información al respecto, se asume que, como es común en equipos europeos, la curva de rendimiento fue obtenida siguiendo el estándar EN-12975 que establece el caudal del test de eficiencia en 0.02 (kg/s·m²) y los resultados se expresan en función del área de apertura.

Por otro lado, los módulos Type 538 y 553 no procesan el ángulo de incidencia de la radiación; esta tarea es realizada por el módulo Type 16i, quien en cada paso de tiempo entrega todos los datos relativos a la radiación solar incidente sobre la superficie del colector. Además, el modelo considera los IAM's (Incident Angle Modifiers), factores de rendimiento asociados a la disminución de la eficiencia óptica de los colectores que corrigen la constante η_0 . Así, como los tubos de vacío no son ópticamente simétricos, los IAM de colectores ETC son dependientes de dos ángulos de incidencia distintos, el longitudinal y transversal. Los IAM resultantes para varios pares de ángulos incidentes son ingresados al Type 538 mediante un archivo de datos que el modelo utiliza para interpolar los coeficientes resultantes. Sin embargo, el fabricante no posee los datos de IAM de su producto, por lo que se utilizan coeficientes típicos incluidos en la librería TRNSYS de Thermal Energy System Specialists. La Figura 33 muestra una descripción gráfica de los ángulos que determinan un IAM en un determinado instante.

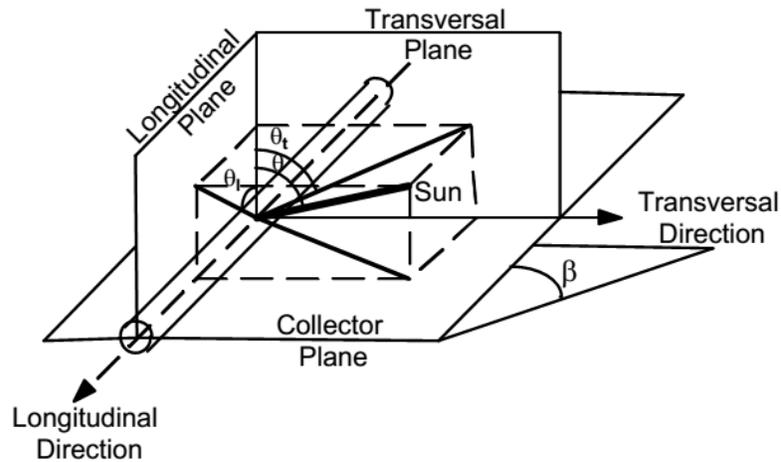


Figura 33: Descripción gráfica de los distintos ángulos de incidencia en un colector ETC. (Thermal Energy Systems Specialists, 2012)

Se diseña y simula con un flujo en paralelo en todos los colectores, divididos en 10 nodos isotérmicos para resolver los balances de energía con mayor precisión. El caudal es controlado en los colectores de tal forma que, en su respectivo circuito, la temperatura de salida del agua de los captadores se mantenga lo más cercana posible a la temperatura de setpoint del sistema correspondiente. La *Tabla 24* presenta datos relevantes sobre el diseño y modelación del circuito de colectores para los sistemas estudiados.

Tabla 24: Datos sobre el diseño de las instalaciones de colectores solares simuladas. Datos válidos en la utilización de ambos tipos de colectores y para las configuraciones A y B de cada sistema. (Fuente: Elaboración Propia)

Sistema de:	Orientación	Inclinación	Área del captador (m^2)	Rango de operación de flujo total (kg/hr)	Nº de nodos que subdividen el flujo en los colectores
ACS	Norte	36.5°	225	8 750-17 500	10
Calefacción	Norte	36.5°	22.5	875-1750	10

Por último, cabe destacar que en la modelación y de los colectores solares planos no se ha considerado la variable de la velocidad del viento. En efecto, contrario a lo que ocurre en los colectores con cubierta, los captadores UC son susceptibles al aumento de la convección entre el equipo y el aire ambiente cuando el viento fluye a mayor velocidad alrededor del captador. Es decir, aumentar la velocidad el viento resulta en una menor eficiencia del colector. Cabe destacar que el modelo de colector solar sin cubierta utilizado, el *Type 553* desarrollado por *TESS*, no permite considerar la velocidad del viento como una variable. Por lo tanto, en la modelación utilizada los resultados del desempeño de los colectores UC corresponden a una situación de operación idealizada.

Por último, el autor destaca existen otras herramientas a su disposición para modelar los captadores UC y que sí permiten considerar la variable del viento pero carecen de documentación en *TRNSYS* y parecen muy burdas. En específico, el autor se refiere al modelo *Type 1290* de *TESS* que permite modelar colectores solares FPC y UC. Se ha realizado modelación y simulación utilizando este módulo comercial, cuyos resultados serán analizados en la sección *Discusión sobre la no inclusión de la variable viento*.

5.3.2 Estanque de agua de almacenamiento de energía

El modelo de estanque inercial de agua utilizado es el mismo para todos los sistemas estudiados. Sin embargo, existe un requerimiento especial para el caso del sistema de ACS: el diseño y modelado del estanque debe contemplar dos intercambiadores de calor internos para recibir energía de dos fuentes de calor distintas. Luego, en la modelación se opta por utilizar el módulo *Type 534*, desarrollado por *Thermal Energy Systems Specialists*. Esta subrutina representa un estanque de configuración vertical totalmente lleno de un volumen invariable de agua. El fluido interactúa térmicamente con los intercambiadores de calor asignados, a través de intercambio de calor convectivo; con el ambiente, a través de pérdidas de energía externas, y con los flujos entrantes y salientes del estanque. Varios nodos de fluido isotérmicos, son utilizados para modelar la estratificación del estanque. En cada uno de estos, se realizan balances energéticos en cada paso de tiempo, existiendo así transferencia de energía mediante convección con las paredes del estanque y los intercambiadores de calor y mediante conducción y transferencia de masa con los nodos vecinos. Estos nodos, dispuestos de forma vertical y de mismo volumen y altura, se enumeran desde el tope superior hacia el inferior. Si en algún instante de la simulación, ocurre una inversión vertical de temperaturas, esta se realiza mezclando adiabáticamente los nodos involucrados. Por su lado, divididos también en varios nodos isotérmicos, los intercambiadores de calor de contacto indirecto seleccionados son de tipo tubo en helicoides. Además, se asume que la temperatura de salida del fluido calorportador es igual a la temperatura del último nodo de cada intercambiador (Thermal Energy Systems Specialists, 2012).

De este modo, en el caso del sistema de ACS, la mitad superior del estanque recibe calor de un intercambiador helicoidal alimentado por un circuito cerrado de agua que pasa por la bomba de calor. La mitad inferior del estanque se calienta a través de otro intercambiador conectado al circuito cerrado de los colectores solares. Además, el estanque recibe flujo de agua fría en su parte inferior y descarga agua caliente sanitaria por su extremo superior. En el caso del estanque del sistema de calefacción los flujos corresponden a la entrada y salida de agua de los circuitos por los cuales el sistema gana energía, es decir, los colectores solares y la bomba de calor; además del circuito del piso radiante por donde la energía llevada a la vivienda. Por último, *Type 534* asume flujos correspondidos; por ejemplo, el flujo másico que retorna del piso radiante es exactamente igual a aquel que sale hacia él en la sección superior del estanque. Además, por simplicidad, se impone un coeficiente global de transferencia de calor con el ambiente constante en todo el contorno del estanque para ambos sistemas estudiados. La *Tabla 25* resume algunos valores ingresados en el modelo del estanque para los sistemas de calefacción, mientras que la *Tabla 26* aquellos asignados para el estanque de los sistemas de ACS.

Tabla 25: Datos de interés ingresados al módulo *Type 534* que describen el estanque seleccionado para los sistemas de calefacción. La geometría corresponde a la del equipo comercial Wolf modelo SEM-1 de 300 (L). (Fuente: Elaboración Propia)

Volumen de agua (L)	Capacidad del calentador eléctrico auxiliar (kW)	Diámetro del estanque con aislación (m)	Altura del estanque (m)	Nodos verticales totales modelados en la estratificación	Coefficiente global de transferencia de calor con el ambiente. (W/m ² *K)
300	0	0.6	1.794	10	0.83

Tabla 26: Datos de interés ingresados al módulo Type 534 que describen el estanque seleccionado para los sistemas de ACS. (Fuente: Elaboración Propia)

Volumen total del estanque (m ³)	Altura del estanque (m)	Diámetro del estanque (m)	Nodos verticales modelados en la estratificación	Coefficiente global de transferencia de calor con el ambiente. (W/m ² *K)
22.7	6.50	2.1	10	0.83

Por último, dos calentadores auxiliares eléctricos son ubicados en el estanque de ACS, específicamente en los nodos 2 y 4. Estos dispositivos auxiliares son modelados a través de dos *Type 1226* a los que se les asocia a cada uno un módulo de control *Type 2* para que transfieran energía al estanque si el agua desciende de cierta temperatura en su nodo respectivo. La selección del número y potencia de los calentadores se mantuvo con respecto al previo trabajo del autor (Vega, 2017), sin embargo, la metodología utilizada en tal estudio resultaría en una menor potencia de los calentadores si fuera aplicada en el presente diseño. Finalmente, la información relativa a los equipos auxiliares se detalla en la *Tabla 27*.

Tabla 27: Información relativa a los calentadores eléctricos auxiliares asociados al estanque de ACS. (Fuente: Elaboración Propia)

	Calentador nodo 2	Calentador nodo 6
Potencia (kW)	6	6
Temperatura de setpoint (°C)	44	42
Diferenciales (T _{set} -T) de temperatura para encendido/apagado de la bomba (°C)	0/-2	0/-3

5.3.3 Bomba de calor para preparación de ACS

Las bombas de calor utilizadas en los diseños e implementadas en los modelos en TRNSYS se modelan a partir de una bomba de calor teórica caracterizada por un modelo físico. Este modelo físico y detallado de bomba de calor tiene como objetivo representar el equipo operando en régimen transiente en las simulaciones de TRNSYS, calculando en cada iteración los estados termodinámicos del refrigerante y los flujos de calor en cada intercambiador de calor. Se ha mencionado en el estado del arte que este tipo de modelos son requeridos para ejecutar simulaciones numéricas de ciertos tipos de sistema poco usuales (Afjei & Dott, 2011). Sin embargo, el modelo físico no es finalmente implementado en los modelos TRNSYS de forma dinámica y es reemplazado por un modelo de caja negra que imita su comportamiento. Las razones se explican a continuación.

El modelo ha sido escrito en lenguaje de programación *Fortran* en la interfaz *Microsoft Visual Studio 2015* y compilado con *Intel Fortran Compiler (Intel Parallel Studio XE)*. Está compuesto de 4 códigos compilados e integrados en la librería de TRNSYS 17, creando así 4 módulos diferentes que interactúan entre sí en el Kernel de TRNSYS. Estos corresponden a un modelo de condensador, un modelo de evaporador que trabaja con aire, un modelo de evaporador que trabaja con agua y un modelo de compresor.

Por su lado, el código del modelo de compresor describe el comportamiento del equipo a través de su eficiencia volumétrica η_{vol} e isoentrópica η_s . Así, se caracteriza respectivamente el flujo másico \dot{m} impulsado por el compresor y la potencia eléctrica consumida por el compresor $\dot{W}_{el,comp}$ como sigue.

$$\dot{m} = \dot{V}_{barrido} * \rho_{in,comp} * \eta_{vol} \quad (11)$$

$$\dot{W}_{el,comp} = \dot{m} * \frac{h_{out,comp,s} - h_{in,comp}}{\eta_s} \quad (12)$$

Donde $\rho_{in,comp}$ es la densidad del refrigerante a la entrada del compresor y $\dot{V}_{barrido}$ es el volumen barrido por el compresor. Además, $h_{out,comp,s}$ es la entalpía de salida del refrigerante en una compresión adiabática y reversible y $h_{in,comp}$ es la entalpía a la entrada del compresor.

Por otro lado, las eficiencias η_{vol} y η_s dependen primordialmente de la relación de presiones r_p del compresor en cada instante de operación. Luego, las eficiencias son calculadas a partir de correlaciones y son función de r_p (Trebilcock, 2002).

$$\eta_s = K_1 + K_2(r_p - R_1)^2 - \frac{K_3}{r_p - R_2} \quad (13)$$

$$\eta_{vol} = a_0 - \alpha * r_p \quad (14)$$

Donde K_1 , K_2 , K_3 , R_1 , R_2 , a_0 y α son constantes positivas que deben determinarse a partir de datos de rendimiento del compresor encontrados en su catálogo.

Además, el software TRNSYS 17 contiene una librería de propiedades termodinámicas de fluidos refrigerantes. Así, en el código fuente de los modelos se pueden determinar las propiedades termodinámicas con una subrutina de TRNSYS llamada *Fluid_Properties*. Sin embargo, la librería es bastante limitada. El autor conoce que existen librerías expandidas de propiedades de estos fluidos para TRNSYS (Heinz & Haller, 2013), sin embargo, no se tiene acceso a estas. Por lo tanto, se ha limitado a trabajar y modelar una bomba de calor utilizando el fluido R-134a.

Por otro lado, los modelos de los intercambiadores de calor de la bomba de calor están inspirados en algoritmos encontrados en la literatura (Heinz & Haller, 2013). Así, cada intercambiador de calor es descrito utilizando las condiciones *Inlet* del módulo (flujo másico, presión y temperatura de los fluidos) y el UA_{HX} global del intercambiador de calor. Con respecto a esto último, el coeficiente global de transferencia de calor U es calculado a partir de correlaciones que utilizan flujo másico del fluido y el área de transferencia de calor A es un parámetro del modelo. Luego, en el cálculo, cada intercambiador de calor es subdividido en máximo 3 secciones según el estado del refrigerante: sobrecalentado, bifásico o sub-enfriado.

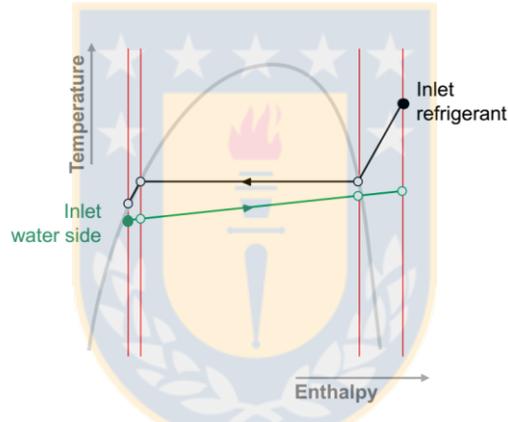


Figura 34: Subdivisión del condensador en secciones. (Heinz & Haller, 2013)

En cada sección, se calcula un coeficiente UA_i local según:

$$UA_i = \frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{log,i}} \quad (15)$$

Donde \dot{Q}_i es el calor transferido en la sección respectiva y $\Delta T_{log,i}$ es la diferencia de temperaturas media logarítmica entre ambos fluidos de la sección. Por un lado, en el condensador se asume una diferencia de temperatura de subenfriamiento constante con respecto al estado de líquido saturado, mientras que en los evaporadores se asume un aumento de temperatura de sobrecalentamiento constante con respecto al estado de vapor saturado. Por último y más importante, el calor transferido en la zona bifásica se calcula iterando las presiones de condensación o de evaporación, según corresponda. El código siempre hace esto asumiendo que el refrigerante va a evaporar o condensar completamente, según sea el caso. Así, se obtiene la convergencia de la iteración al obtener:

$$\sum UA_i = UA_{HX} \quad (16)$$

Con estas condiciones y principios, se desarrollan los códigos del modelo adjuntados en *Anexo 4*. Sin embargo, posterior a compilar los códigos e implementar los módulos en TRNSYS los modelos presentan problemas. En resumen, no se pudo encontrar valores iniciales de iteración y pasos de iteración de las presiones de condensación y evaporación que permitieran realizar simulaciones numéricas libres de problemas de convergencia y con una demanda de recursos computacionales razonable para cada sistema evaluado en un periodo anual. Por esto, los códigos fuente de los modelos implementados a TRNSYS se encuentran actualmente en un proceso de perfeccionamiento y los módulos creados no fueron finalmente utilizados en la simulación numérica de los sistemas SHP. Así, los problemas de convergencia de los modelos físicos creados forzaron a reemplazarlos por modelos de caja negra, comúnmente utilizados en simulación de sistemas SHP (Afjei & Dott, 2011).

Así, los modelos utilizados en TRNSYS para simular el comportamiento de los equipos corresponden al *Type 941* para el equipo funcionando como bomba de calor aire-agua y al *Type 927* para el equipo trabajando como bomba de calor agua-agua. Cada uno de estos modelos determina los flujos de calor en el evaporador y condensador; así como la potencia consumida por el compresor mediante un mapa de rendimiento leído por el módulo. El mapa de rendimiento está constituido por datos de potencia útil de la bomba de calor y energía eléctrica consumida por el compresor, ambos valores normalizados con respecto a sus magnitudes nominales. Así, estos datos son leídos e interpolados en función de las temperaturas de operación en la fuente y sumidero de calor y los flujos máscicos del aire y del agua (tanto el agua de la fuente como en el sumidero de calor). Cabe destacar que el modelo no extrapola los datos ingresados en caso de que en la simulación la bomba de calor opere fuera de los rangos de temperatura y flujos máscicos indicados; si esto ocurre, el modelo usa los datos más cercanos a la situación. Por otro lado, cabe destacar que en el caso del *Type 941* el módulo simula la bomba de calor aire-agua sin considerar los efectos de la humedad del aire sobre el evaporador del equipo.

De esta forma, los mapas de rendimiento ingresados a *Type 941* y *Type 927* son construidos a partir del modelo físico detallado de la bomba de calor con R134a escrito en Fortran y compilado para TRNSYS. Primero, se diseña la bomba de calor de los sistemas de calefacción según los criterios de dimensionamiento establecidos para el estudio. Entonces, se pone como objetivo modelar una bomba de calor aire-agua de 9 (kW) de potencia nominal. Luego, se procede a seleccionar un compresor comercial diseñado para bombas de calor residenciales. El equipo corresponde al compresor hermético de pistón Copeland ZH38K4E, cuyo fluido refrigerante de trabajo es el R134a. Los coeficientes ajustados en las correlaciones de la *Ecuación (18)* y la *Ecuación (14)* se muestran en la *Tabla 28*.

Tabla 28: Parámetros ajustados para calcular la eficiencia isoentrópica y volumétrica del compresor Copeland ZH38K4E. (Fuente: Elaboración Propia)

K_1	K_2	K_3	R_1	R_2
0,388402	0,0011285	0,147789	20	1,3
a_0	α	$V_{barrido} (cm^3)$	$RPM (1/s)$	
1,03195	0,0155827	82,76	2900	

Así, se ajustan los parámetros de diseño de la bomba de calor aire-agua para que satisfaga la capacidad nominal requerida con el mayor COP posible. El mapa de rendimiento del equipo se obtiene con simulaciones numéricas en TRNSYS de los componentes operando en estado estacionario. Para esto, los valores iniciales y pasos de iteración que no pudieron ser ajustados para régimen dinámico son adaptados para cada condición de operación ensayada hasta que los modelos converjan. Algunos de los principales datos técnicos que describen la bomba de calor teórica aire-agua se presentan en la *Tabla 29*.

Tabla 29: Principales datos técnicos de interés de la bomba de calor teórica aire-agua para calefacción modelada. (Fuente: Elaboración Propia)

Temperaturas nominales de operación aire ambiente /agua (°C)	Capacidad nominal (kW)	Refrigerante	COP en condiciones nominales de operación
7/30	9.01	R134a	4.31
Flujo de aire nominal (kg/h)	Rango de temperatura ambiente para operación (°C)	Flujo de agua nominal (kg/h)	Rango de temperatura de salida de agua caliente (°C)
5040	-15/50	1550	25/55

Por otro lado, la bomba de calor agua-agua diseñada y modelada debe corresponder a la misma bomba de calor operando con otro evaporador diferente cuya fuente de energía es agua. Así, la bomba de calor agua-agua utiliza los mismos componentes de compresor y condensador que el modelo de equipo aire-agua, pero reemplaza el intercambiador de calor del evaporador por uno idéntico al del condensador. Luego, se realizan nuevos ensayos numéricos en TRNSYS de la bomba de calor operando en régimen estacionario para construir el mapa de rendimiento requerido. Algunos datos técnicos de interés del módulo de bomba de calor agua-agua se presentan en la *Tabla 30*.

Tabla 30: Principales datos técnicos de interés de la bomba de calor teórica agua-agua modelada. (Fuente: Elaboración Propia)

Temperaturas nominales de operación agua /agua (°C)	Capacidad nominal (kW)	Refrigerante	COP en condiciones nominales de operación
7/30	10.64	R134a	4.82

Flujo de agua nominal lado fuente (kg/h)	Rango de operación de temperatura de entrada de agua fuente (°C)	Flujo de agua nominal lado carga (kg/h)	Rango de operación de temperatura de entrada de agua carga (°C)
1188	2/80	1550	25/55

Nótese que la bomba de calor operando modo agua-agua ha sido limitada a trabajar con 2 (°C) mínimos de temperatura de entrada del agua fuente de calor. La razón de esto es que para ciertas condiciones de operación no muy por debajo de esta temperatura, el agua fuente de calor no tiene la suficiente exergía para producir el mismo sobrecalentamiento del refrigerante deseado. Además, de esta forma las simulaciones son válidas para mezclas glicol-agua de bajo porcentaje masa-masa, donde el calor específico del fluido no se degrada notoriamente.

Por otro lado, la bomba de calor teórica diseñada y modelada para el sistema de ACS requiere de una capacidad 10 veces mayor, alcanzando los 90 (kW). Por lo tanto, varios parámetros han sido escalados por este factor en los parámetros del modelo físico de bomba de calor. En primer lugar, se asume un compresor teórico de mismo comportamiento al modelo *Copeland ZH38K4E* pero de volumen barrido 10 veces mayor, de tal forma que puede impulsar un flujo másico 10 mayor de refrigerante con respecto a la bomba de calor de 9 (kW). Luego, los parámetros ajustados en el modelo de compresor son los mismos que se muestran la *Tabla 28* pero con un volumen barrido 10 veces mayor.

Luego de escalar el resto de los flujos nominales por el mismo factor de escala, se construyen los mapas de rendimiento de la bomba de calor teórica aire-agua para el sistema de ACS con las simulaciones en estado estacionario en TRNSYS. Los resultados obtenidos en el mapa de rendimiento son prácticamente iguales a aquellos de la bomba de calor de 9 (kW) luego al aplicar el factor de escala de 10. Los principales datos de interés obtenidos se muestran en la *Tabla 31*.

Tabla 31: Principales datos técnicos de interés de la bomba de calor teórica aire-agua para ACS modelada. (Fuente: Elaboración Propia)

Temperaturas nominales de operación aire ambiente /agua (°C)	Capacidad nominal (kW)	Refrigerante	COP en condiciones nominales de operación
7/30	90.1	R134a	4.31

Flujo de aire nominal (kg/h)	Rango de temperatura ambiente para operación (°C)	Flujo de agua nominal (kg/h)	Rango de temperatura de salida de agua caliente (°C)
50 400	-15/50	15 500	25/55

Por último, el mapa de rendimiento de la bomba de calor de ACS operando en serie como un equipo agua-agua ha sido construido de la misma forma que su análogo para calefacción. De esta forma, los resultados se resumen en la *Tabla 32*.



*Tabla 32: Principales datos técnicos de interés de la bomba de calor teórica agua-agua modelada para el sistema de ACS.
(Fuente: Elaboración Propia)*

Temperaturas nominales de operación agua /agua (°C)	Capacidad nominal (kW)	Refrigerante	COP en condiciones nominales de operación
7/30	106.4	R134a	4.82

Flujo de agua nominal lado fuente (kg/h)	Rango de operación de temperatura de entrada de agua fuente (°C)	Flujo de agua nominal lado carga (kg/h)	Rango de operación de temperatura de entrada de agua carga (°C)
11 880	2/80	15 500	25/55

Los mapas de rendimiento contruidos para ser integrados en los modelos de caja negra se presentan en *Anexo 5*.

5.3.4 Piso radiante

En *TRNSYS*, el piso radiante se modela mediante el módulo *Type 653*. Este modelo simula el sistema como un piso radiante simplificado con una superficie de temperatura uniforme. La transferencia de calor de las tuberías a la losa está gobernada por una aproximación ε -*NTU*. El módulo no considera almacenamiento de energía en el suelo que se encuentra por debajo de la losa, es decir, el piso se considera perfectamente aislado por debajo. Para modelar la transferencia de calor por convección y radiación hacia el recinto, el módulo es alimentado con la temperatura ambiental de la zona térmica evaluada; es decir, se asume que las superficies radiantes y el aire de la zona térmica están a misma temperatura. Por su lado, el *output* del modelo es la energía total transferida en la superficie superior del piso radiante; luego, el proceso de calefacción es modelado separando esta transferencia de calor en flujo por convección y radiación a una proporción constante de 40% y 60% respectivamente. Luego, este calor es considerado en la zona térmica en el módulo *Type 56* como una ganancia externa.

5.4 Sistema de control que gobierna la conmutación del modo de operación.

Esta sección describe los criterios utilizados para definir el sistema de control que gobierna la conmutación entre la operación en paralelo y la operación en serie de los sistemas A y B diseñados para calefacción y ACS y la manera en que fue integrado en los modelos de *TRNSYS*.

Se ha descrito en la sección *Tesis y metodología* que el principal objetivo del presente estudio es comparar la operación en serie y en paralelo de sistemas SHP basándose en la hipótesis de que existe una radiación solar límite $G_{lim,teórico}$ por debajo de la cual es más conveniente operar en serie. Luego, esta hipótesis se extiende y se establece que si un sistema de control es capaz de conmutar ambos modos de operación basándose en este criterio, el rendimiento global del sistema SHP (*Seasonal Performance Factor*) es maximizado en un periodo dado.

Se ha mencionado también en aquella sección que el $G_{lim,teórico}$, descrito por la literatura, debe determinarse realizando un análisis del sistema y el rendimiento de sus equipos en régimen estacionario para diferentes condiciones de temperatura de operación. Sin embargo, la metodología de este trabajo implica realizar simulaciones numéricas de los sistemas SHP en régimen transiente y considerando ciertas capacitancias térmicas. Por lo tanto, se diseña y modela en *TRNSYS* un sistema de control que permita conmutar el modo de operación de cada sistema según una radiación solar total disponible $G_{lim,control}$ por debajo de la cual el sistema opera en serie. Este valor configurado no es necesariamente igual al $G_{lim,teórico}$. Es más, cada sistema es simulado numéricamente en un año de operación configurando el sistema de control para diferentes valores de $G_{lim,control}$, de tal forma que se trate de comprobar la existencia de $G_{lim,teórico}$ y se encuentre su valor para cada sistema ensayado.

Así, el sistema de control de todos los sistemas diseñados con la configuración A requiere de 4 condiciones para que el sistema opere en serie, resumidas en la *Tabla 33*.

Tabla 33: Condiciones necesarias para que el sistema de control active el modo de operación en serie para los sistemas de configuración A. (Fuente: Elaboración Propia)

Radiación Solar Total sobre la superficie de los captadores.	Colectores Solares Encendidos	Temperatura de entrada del agua del evaporador de la bomba de calor	Bomba de Calor Encendida
$G_{col} < G_{lim,control}$	$T_{out,col} > T_{in,col}$	$T_{in,evap,HP} > 2$ (°C)	Activada si la temperatura en el estanque decae por debajo de su temperatura límite.

De la misma forma, el sistema de control diseñado e integrado a todos los sistemas de configuración B también requiere de 4 condiciones para que el sistema opere en serie, resumidas en la *Tabla 34*.

Tabla 34: Condiciones necesarias para que el sistema de control active el modo de operación en serie para los sistemas de configuración B. (Fuente: Elaboración Propia)

Radiación Solar Total sobre la superficie de los captadores.	Colectores Solares Encendidos	Temperatura de los colectores superior a la temperatura ambiental	Bomba de Calor Encendida
$G_{col} < G_{lim,control}$	$T_{out,col} > T_{in,col}$	$T_{out,col} > T_{amb} + 1$ (°C)	Activada si la temperatura en el estanque decae por debajo de su temperatura límite.

En cada sistema de calefacción o de preparación de ACS se ajusta el sistema de control para 6 valores de $G_{lim,control}$ diferentes evaluando entre 0 y 500 (W/m^2) con un paso de 100 (W/m^2). Es decir, para el valor inicial $G_{lim,control} = 0$ (W/m^2), el sistema sólo opera en paralelo.

Finalmente, se tienen 4 modelos de sistemas diferentes (un sistema de calefacción y un sistema de ACS, cada uno con una configuración A y B), 3 ciudades que definen las condiciones climáticas evaluadas y 6 variantes de configuración del sistema de control de conmutación de modo de operación para cada una. Se concluye entonces que se realizan 72 simulaciones diferentes en *TRNSYS*.

5.5 Representación gráfica de los modelos en ambiente *TRNSYS*.

El ambiente del software *TRNSYS* posee una interfaz gráfica para manipular los diferentes módulos que componen el modelo del sistema global. En la *Figura 35* se aprecia un ejemplo de interacción de los módulos en Configuración A aplicado al sistema de preparación de ACS. En este, se pueden observar

los módulos que dividen el flujo y controlan la temperatura de agua caliente sanitaria. Además, se aprecia como el Configuración A la bomba de calor de dos evaporadores es modelada utilizando dos módulos diferentes que alternan su funcionamiento. Por su lado, en la *Figura 36* se muestra el sistema de calefacción modelado en *TRNSYS* en configuración B. En este, se puede apreciar el símbolo del modelo de la vivienda y del piso radiante, así como la interacción de los colectores solares con el intercambiador de calor de precalentamiento de aire. Los modelos que no se muestran corresponden al sistema de ACS en configuración B y al sistema de calefacción en configuración A. La interfaz gráfica de la interacción de los módulos son similares a los expuestos y corresponden a una mezcla de los dos casos mostrados.

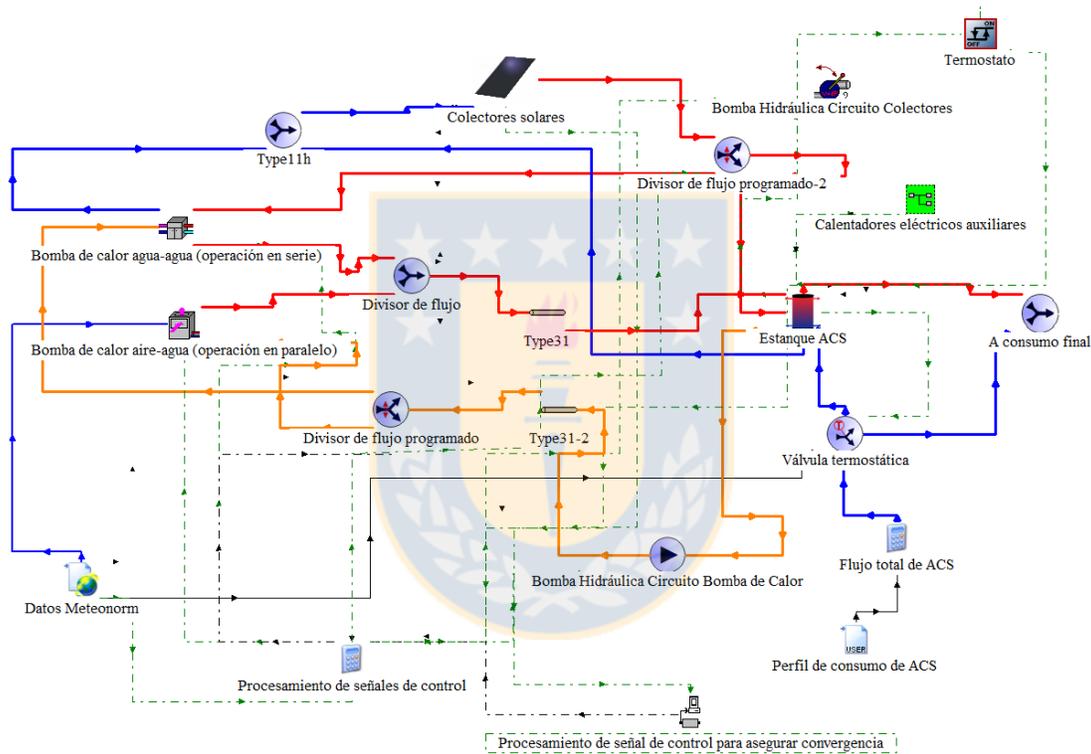


Figura 35: Representación gráfica en ambiente *TRNSYS* del sistema SHP de agua caliente sanitaria en configuración A. Se aprecia en la figura los dos módulos que modelan la bomba de calor. (Fuente: Elaboración Propia)

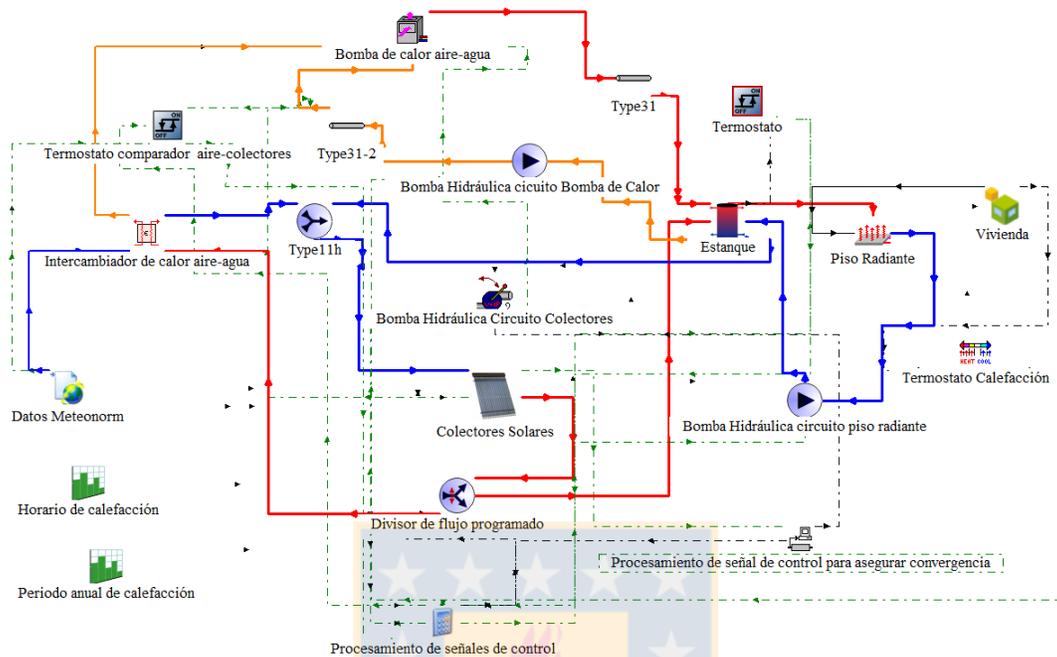


Figura 36: Representación gráfica en ambiente TRNSYS del sistema SHP de calefacción en configuración B. Se aprecia en la figura como el flujo de los colectores solares se direcciona hacia el estanque o a precalentar aire. (Fuente: Elaboración Propia)

Capítulo 6

6 Resultados de simulaciones y discusión

Todas las simulaciones se realizan con un paso de tiempo de 2 minutos durante un período anual de desempeño de los sistemas SHP. El paso de tiempo seleccionado es pequeño para poder considerar los fenómenos transientes en la interacción de los distintos componentes de los equipos. Además, esto permite tener una respuesta más precisa y rápida de los sistemas de control del sistema SHP, cuyas señales de *Output* son calculadas a partir de las señales de los termostatos y de los niveles de radiación solar disponible. En la revisión de literatura realizada, se han encontrado pasos de tiempo de 2 a 15 minutos para simular sistemas SHP similares en TRNSYS (Lazzarin, 2012) (Haller & Frank, 2011).

Los indicadores de rendimiento de sistema presentados se definen como sigue:

$$SPF_{sist} = \frac{\int \dot{Q}_{util} * dt}{\int (\dot{W}_{el,tot,bombas} + \dot{W}_{el,tot,HP} + \dot{W}_{el,tot,aux}) * dt} \quad (17)$$

$$SPF_{HP} = \frac{\int \dot{Q}_{util,HP} * dt}{\int \dot{W}_{el,tot,HP} * dt} \quad (18)$$

$$F_{solar} = \frac{\int \dot{Q}_{u,col,estanque} \cdot d\tau}{\int (\dot{Q}_{u,col} + \dot{Q}_{u,HP} + \dot{W}_{el,tot,aux}) \cdot d\tau} \quad (19)$$

$$\eta_{prom,col} = \frac{\int \dot{Q}_{util,col} \cdot dt}{\int IA \cdot dt} \quad (20)$$

\dot{Q}_{util} : Potencia útil del sistema (kW). En el sistema de ACS corresponde a la energía total proporcionada al flujo de consumo, mientras que en el sistema de calefacción es la energía transferida por el piso radiante a la zona térmica evaluada.

$\dot{W}_{el,tot,bombas}$: Potencia eléctrica consumida por las bombas de circulación en cada sistema (kW).

$\dot{W}_{el,tot,HP}$: Potencia eléctrica consumida por las bombas de calor en el instante evaluado (kW)

$\dot{W}_{el,tot,aux}$: Potencia eléctrica consumida por los calentadores auxiliares (kW). Esta energía total es nula en el sistema de calefacción.

$\dot{Q}_{util,HP}$: Potencia útil de calentamiento de la bomba de calor en el instante evaluado (kW). Este flujo de energía es evaluado en los intercambiadores de calor de cada sistema.

$\dot{Q}_{util,col}$: Calor útil aprovechado por los colectores solares y transferido al flujo que pasa por ellos (kW).

$\dot{Q}_{u,col,estanque}$: Calor útil transferido por los colectores al estanque de almacenamiento en cada sistema (kW).

IA : Energía solar total sobre la superficie de los colectores solares (kW).

Cabe destacar que la F_{solar} y el $\eta_{prom,col}$ consideran como energía útil de los colectores la energía transferida en dos lugares diferentes. La fracción solar considera porcentaje de aporte energético de los colectores solares al estanque, mientras que el rendimiento de los colectores se calcula a partir del calor absorbido por estos.

6.1 Resultados de simulaciones de los sistemas de preparación de ACS

6.1.1 Análisis global de sistema.

Se ensaya el sistema SHP de preparación de agua caliente sanitaria en su configuración A y B mediante simulación numérica para determinar sus indicadores de desempeño definidos en un periodo anual. Ambas configuraciones son evaluadas con los datos climáticos de las 3 ciudades seleccionadas y configurando el sistema de control de conmutación de los modos de operación con 6 valores $G_{lim,control}$ diferentes. Esto totaliza 36 simulaciones numéricas en TRNSYS del sistema de ACS. Los resultados de los indicadores de rendimiento global de sistema obtenidos se presentan en la Figura 37.

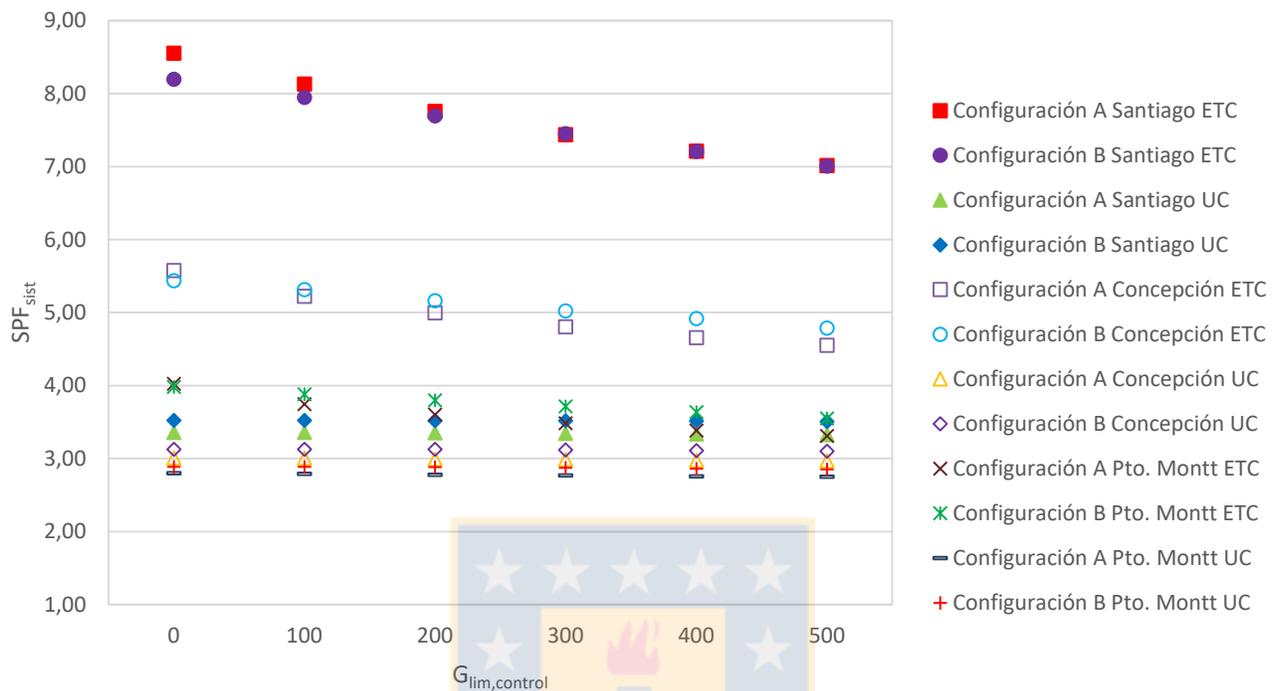


Figura 37: Indicadores globales de rendimiento SPF_{sist} de las configuraciones A y B del sistema SHP para ACS evaluados para distintos valores $G_{lim,control}$ en el sistema de control de conmutación de modo de operación. (Fuente: Elaboración Propia)

En primer lugar, por lo que el autor sabe y está consciente, el dimensionamiento de los equipos y flujos másicos son idénticos y los sistemas de control están configurados y modelados de forma exactamente igual. Luego, para una misma ciudad y tipo de colector solar, si ambas configuraciones operan todo el año en paralelo, los resultados de las simulaciones numéricas deberían ser iguales porque en teoría las condiciones de borde y los sistemas operan igual en todo momento. Sin embargo, se observa que los resultados de SPF_{sist} para $G_{lim,control} = 0$ (W/m^2) no son exactamente iguales para las configuraciones A y B en cada clima evaluado y cada colector solar utilizado. La única explicación que el autor puede suponer es que esto ocurre porque las configuraciones A y B están modeladas en diferentes archivos de *TRNSYS*. Luego, a pesar de que en teoría el funcionamiento debe ser idéntico, debe existir alguna diferencia mínima en la simulación numérica cuando *TRNSYS* resuelve las ecuaciones de simulación en su *kernel*. No obstante, se observa que los resultados de SPF_{sist} para $G_{lim,control} = 0$ (W/m^2) en ambas configuraciones son bastante cercanos. Sin embargo, se evitará una comparación directa entre la configuración A y B para un mismo clima y tipo de colectores usados. El promedio de la diferencia entre cada par de SPF_{sist} que debería corresponder es de 0.15, mientras que la mayor razón entre la diferencia con respecto al SPF_{sist} es de 4.84%.

Por otro lado, se observa que los SPF_{sist} encontrados para el sistema evaluado en el clima de Puerto Montt son los más bajos para cada configuración y tipo de colector solar utilizado. Estos resultados son de esperar porque Puerto Montt es la ciudad con promedio anual de temperatura más bajo y además posee

la menor cantidad de radiación solar por año. Así, el SPF_{sist} más bajo calculado para $G_{lim,control} = 0 (W/m^2)$ corresponde a $SPF_{sist} = 2.8$, obtenido para el sistema de ACS evaluado en Puerto Montt con configuración A y colectores solares sin cobertura (UC). El SPF_{sist} más bajo obtenido para cualquier $G_{lim,control}$ corresponde a las mismas condiciones anteriormente señaladas con $G_{lim,control} = 500 (W/m^2)$.

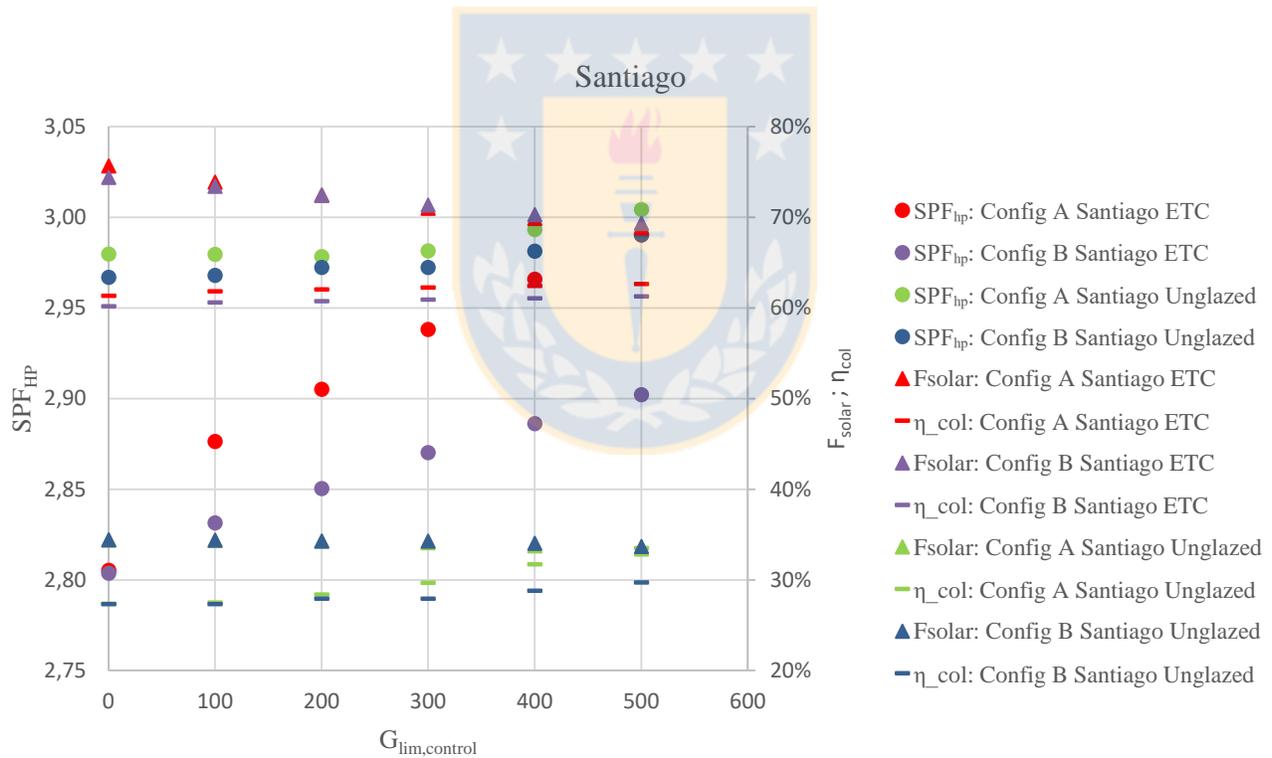
Por el contrario, se observa que los SPF_{sist} más altos encontrados para cada configuración y tipo de colector solar corresponden al sistema evaluado en Santiago. Para el sistema operando sólo en paralelo, se obtiene que el SPF_{sist} más alto se encuentra en los resultados de la Configuración A utilizando colectores ETC, con $SPF_{sist} = 8.56$. Como es de esperar, esto se debe a la mayor temperatura anual promedio y a la elevada radiación solar disponible en contraposición con Puerto Montt. En la revisión bibliográfica realizada, nunca se encontraron valores de SPF_{sist} tan elevados. Esto en parte se explica por el hecho de que la literatura realiza estudios de sistemas SHP en ciudades de clima frío y menor radiación solar disponible, donde el indicador de rendimiento global de sistema naturalmente es menor. Esto porque la temperatura ambiental promedio más fría afecta el rendimiento de la bomba de calor, pero lo que más impacto tiene es la cantidad de radiación solar anual disponible: un mayor aporte energético de los colectores solares aumenta considerablemente el SPF_{sist} . Así, ya se ha mencionado que aumentar el área total de colectores solares sólo aumenta el SPF_{sist} , por lo tanto asignar un área de colectores solares óptima sólo puede hacerse bajo criterios económicos. En el caso de Santiago, el aporte energético solar es muy elevado en comparación con Puerto Montt, lo que explica el alto SPF_{sist} encontrado. Si los resultados encontrados responden o no a criterios económicos realistas está fuera de los objetivos de este estudio, aunque se destaca que una optimización económica del área total de colectores para estas ciudades es un trabajo que el autor tiene como perspectiva futura.

Con respecto a la comprobación o negación de la tesis del presente trabajo para este sistema evaluado, se observa que para todas las configuraciones evaluadas, ambos tipos de colectores solares y para las tres condiciones climáticas, el SPF_{sist} disminuye si el $G_{lim,control}$ configurado es mayor. Es decir, se ha encontrado que si se configura el sistema de control con un criterio de conmutación que amplíe el rango de operación en serie del sistema, el sistema siempre rinde peor. Es más, para cada caso evaluado, el mejor SPF_{sist} se encuentra cuando el sistema opera sólo en paralelo durante todo el año. De esta observación, se concluye que para el sistema evaluado, en ambas configuraciones, se ha encontrado que la tesis no se cumple en cada uno de los climas evaluados utilizando tanto colectores ETC como UC. La razón de esto es que el sistema de control de conmutación, al no considerar los tiempos de operación adicionales de los colectores solares enfriados por la bomba de calor, no es capaz de encontrar un $G_{lim,control}$ que optimice el SPF_{sist} .

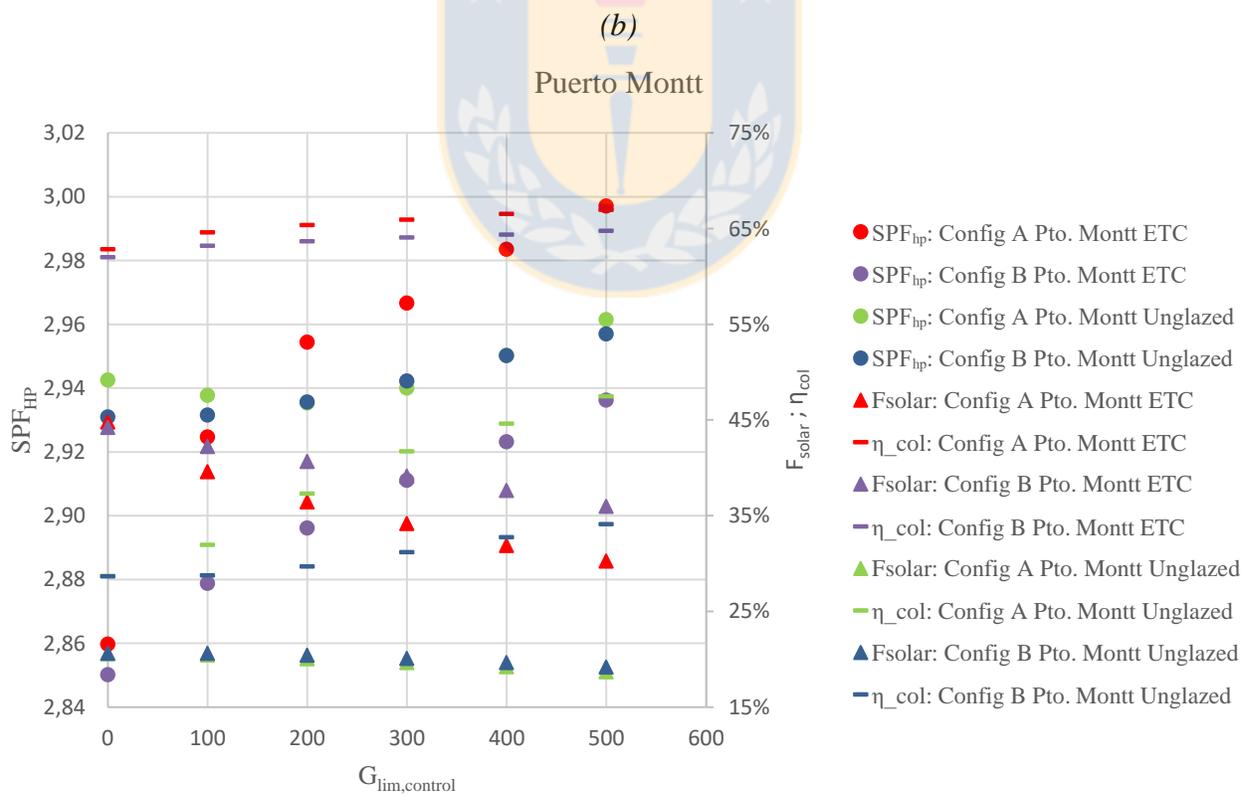
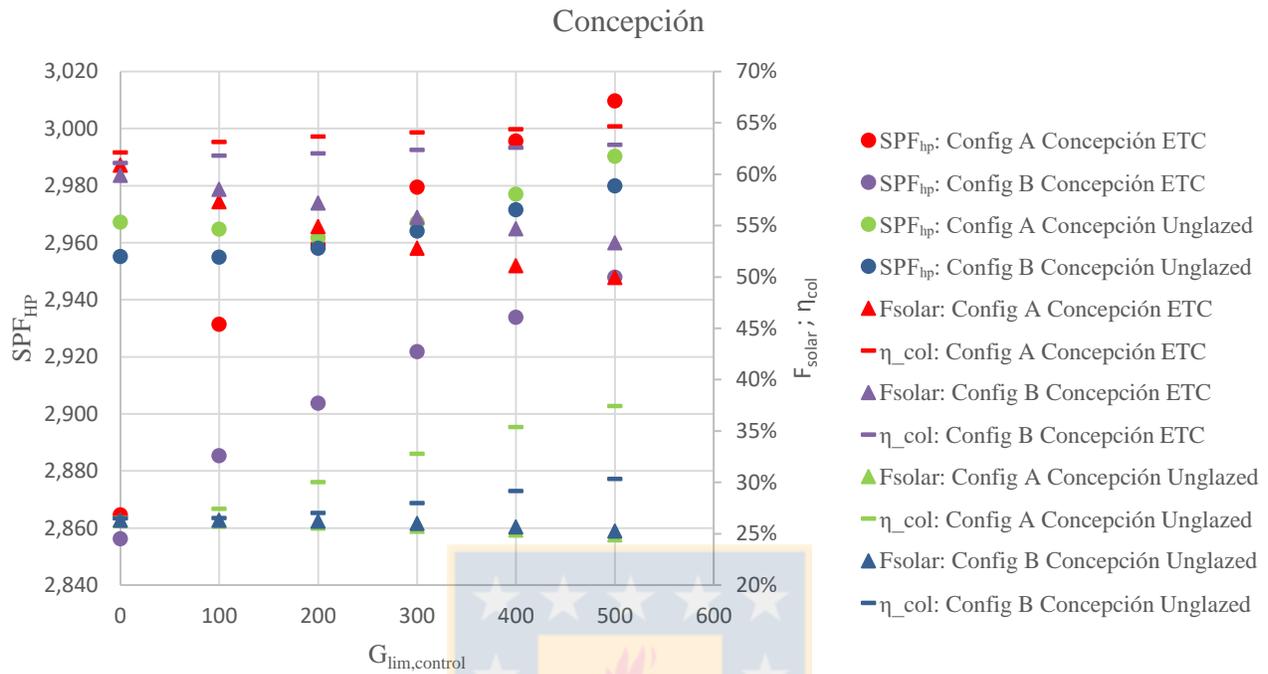
Por último, para cada configuración, $G_{lim,control}$ y clima evaluado, el sistema SHP de preparación de ACS tiene mejor SPF_{sist} al utilizar colectores solares de tubos de vacío (ETC). De la revisión bibliográfica y las curvas de rendimiento de los colectores, era plausible encontrar que se encontrara un aumento del SPF_{sist} al utilizar colectores UC operando en serie. Sin embargo, no se obtuvo esto en ningún caso. En conclusión, los resultados indican que lo más conveniente es utilizar un sistema operando exclusivamente en paralelo con colectores de tubos de vacío.

6.1.2 Análisis de componentes.

Por otro lado, para entender el comportamiento del sistema, es de interés analizar los indicadores de rendimiento de cada equipo por separado. Para empezar, cabe destacar que en todos los casos estudiados el SPF_{HP} aumenta al aumentar el $G_{lim,control}$. Estos resultados son de esperar para cada una de las configuraciones A y B. Con respecto a la Configuración B, que permite precalentar el aire de la bomba de calor, el aumento del SPF_{HP} se debe a que si se amplía el rango de operación del modo en serie en el sistema de control, los colectores estarán precalentando el aire una mayor fracción de tiempo, resultando en un mejor desempeño anual de la bomba de calor. Por su lado, en la Configuración A, el SPF_{HP} aumenta al aumentar $G_{lim,control}$ por dos razones: primero, para las mismas condiciones de temperatura de operación, la bomba de calor tiene mayor capacidad y mejor COP si opera en modo agua-agua (ver Anexo 5); segundo, al igual que para la configuración B, el equipo trabaja con una fuente de calor de mayor temperatura por más tiempo.



(a)



(c)

Figura 38: Indicadores de rendimiento de la bomba de calor (SPF_{HP}) y de los colectores solares (F_{solar} y η_{col}) para cada configuración de sistema y cada $G_{lim,control}$ seteado en los climas de (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Puerto Montt. (Fuente: Elaboración Propia)

Si se hace un análisis comparativo entre las tendencias de SPF_{HP} se encuentra que la Configuración A tiene un mayor aumento relativo de los indicadores SPF_{HP} , llegando a un incremento del 6.6% para Santiago utilizando colectores ETC. Por su lado, la Configuración B logra un incremento máximo relativo del SPF_{HP} en un 3.5% en la evaluación del sistema en Santiago utilizando colectores ETC. Luego, en lo que respecta a aumentar el desempeño de la bomba de calor, utilizar una bomba de calor de doble evaporador resulta mejor que precalentar el aire. Se reitera que se evita realizar comparaciones directas entre las Configuraciones A y B en cada caso estudiado porque está sujeto a errores.

Tabla 35: Aumento relativo de cada indicador SHP_{HP} obtenido. Los valores se indican con respecto al valor obtenido en $G_{lim,control} = 0$. (Fuente: Elaboración Propia)

Configuración	Colectores	Santiago	Concepción	Puerto Montt
A	ETC	6.6%	5.1%	4.8%
	UC	0.82%	0.78%	0.64%
B	ETC	3.5%	3.2%	3.0%
	UC	0.79%	0.84%	0.89%

Con respecto al desempeño de cada tipo de colector solar al aumentar el rango de operación en serie del sistema, se encuentra que el SPF_{HP} tiene un mayor aumento relativo al utilizar colectores ETC. Esto se debe a que el rango de operación de los colectores de tubos de vacío tiene un mayor rango de operación, tal como se muestra en la *Figura 32*, luego los colectores ETC son los que pueden pasar más tiempo en operación apoyando el funcionamiento de la bomba de calor. Además, contrario a lo que podría esperarse, durante sus respectivos periodos de operación, se verifica que los colectores sin cubierta UC operan con un menor rendimiento que los colectores ETC, como puede verificarse en los indicadores $\eta_{prom,col}$ de la *Figura 38*. Es decir, a pesar de que se implementaron colectores UC para que al operar enfriados por la bomba de calor tuvieran un rendimiento superior a los ETC, esto no ocurrió.

No obstante, el rendimiento de todos los colectores solares, para cada configuración y cada clima evaluado mejora a medida que aumenta el $G_{lim,control}$ configurado. En el caso de los colectores de tubos de vacío, no se obtuvieron grandes mejoras en el desempeño de los captadores. Reiteradamente se encuentra que el mayor aumento del rendimiento anual promedio de los colectores es en la Configuración A, llegando a un 4.13% de mejora en el rendimiento anual para el sistema evaluado en Puerto Montt. Como es de esperar y contrario a lo recién expuesto, los colectores UC aumentan considerablemente su rendimiento anual. Nuevamente se encuentra que la Configuración A es aquella que logra un mayor aumento de rendimiento de los colectores, llegando a un 18.8% de mejora en el clima de Puerto Montt.

Tabla 36: Aumento máximo del rendimiento anual promedio $\eta_{prom,col}$ en cada configuración y clima evaluado. (Fuente: Elaboración Propia)

Configuración	Colectores	Santiago	Concepción	Puerto Montt
A	ETC	1.31%	2.53%	4.13%

	UC	6.16%	10.93%	18.80%
B	ETC	1.09%	1.77%	2.75%
	UC	2.4%	3.84%	5.44%

Los resultados expuestos en la *Tabla 36* son muy coherentes con las curvas de rendimiento de cada colector. Se encuentra que los colectores UC aumentan mucho más su eficiencia debido a que a menores temperaturas de operación su rendimiento aumenta más rápido que en los captadores ETC, como se ve en la *Figura 32*. Además, el aumento del rendimiento en cada caso es mayor mientras más frío sea el clima, debido a que ahí es donde más se evitan las pérdidas de calor por convección al ambiente. Además, cabe destacar que la Configuración A es más efectiva para disminuir la temperatura de operación de los colectores. Es decir, el evaporador de la bomba de calor es más efectivo que el intercambiador de calor que precalienta el aire para retirar energía del circuito de los captadores solares.

El segundo indicador que describe el comportamiento de los colectores solares es la fracción solar F_{solar} . Este indicador señala el porcentaje de energía recibida por el estanque de almacenamiento que proviene directamente desde los colectores solares. Por lo tanto, es de esperar que al aumentar $G_{lim,control}$ y ampliar el rango en que el sistema utiliza los captadores solares de forma indirecta, F_{solar} disminuya.

Tabla 37: Disminución máxima del rendimiento de la fracción solar F_{solar} en cada configuración y clima evaluado. (Fuente: Elaboración Propia)

Configuración	Colectores	Santiago	Concepción	Puerto Montt
A	ETC	-6.86%	-10.93%	-14.55%
	UC	-0.97%	-1.4%	-1.9%
B	ETC	-5.04%	-6.55%	-8.25%
	UC	-0.71%	-1.07%	-1.45%

En resumen, si se utilizan colectores UC, la fracción solar F_{solar} y el rendimiento $\eta_{prom,col}$ disminuyen notablemente con respecto a los resultados obtenidos al utilizar colectores ETC. Esto sugiere que para obtener los mismos valores de SPF_{sist} que al utilizar colectores ETC, se necesita aumentar el área total de colectores UC. Esto último se ha observado en estudios de sistemas SHP que utilizan configuraciones en serie (Lazzarin, 2012).

Analizados todos los indicadores de rendimiento de interés del sistema de ACS, se debe responder a la pregunta: si los indicadores SPF_{HP} de la bomba de calor y $\eta_{prom,col}$ de los colectores solares aumentan, ¿por qué el SPF_{sist} no mejora? La respuesta a esto es simple. En el caso de la Configuración A, el aumento de los indicadores de rendimiento individuales no compensa el hecho de que cuando el sistema está operando en serie, se pasa de tener dos fuentes de calor (energía solar y exergía del aire) a sólo una (energía solar). Por el lado de la Configuración B, cuando el sistema está operando en serie, se sigue

utilizando energía solar y exergía del aire al mismo tiempo. Sin embargo, en el intercambiador de calor que precalienta el aire de la bomba de calor, existe una pérdida de energía solar al ambiente asociada a la eficiencia térmica del intercambiador. Los hechos recién expuestos resultan para las Configuraciones A y B en una disminución de la suma de la energía anual entregada por la bomba de calor y los colectores solares. Esta disminución alcanza un máximo de un -2.51%. Los resultados para cada caso estudiado se presentan en la *Figura 39*.

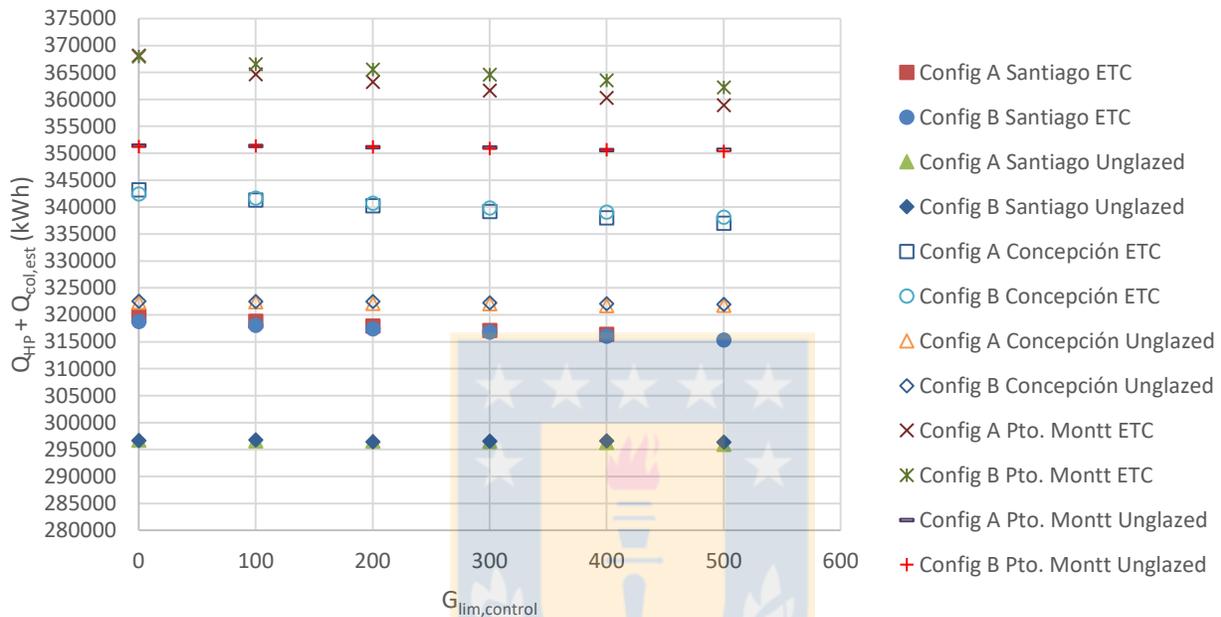


Figura 39: Energía total anual que contribuye la bomba de calor y los colectores solares al estanque de almacenamiento. (Fuente: Elaboración Propia)

Luego, como en ambas Configuraciones A y B el aporte energético total de la bomba de calor y los colectores solares es menor, los calentadores eléctricos auxiliares deben suplir el déficit para mantener las temperaturas de consumo de agua caliente deseadas. Así, se obtiene que al aumentar $G_{lim,control}$ la energía eléctrica auxiliar consumida aumenta, disminuyendo el SPF_{sist} . Estos resultados se presentan en la *Figura 40*.

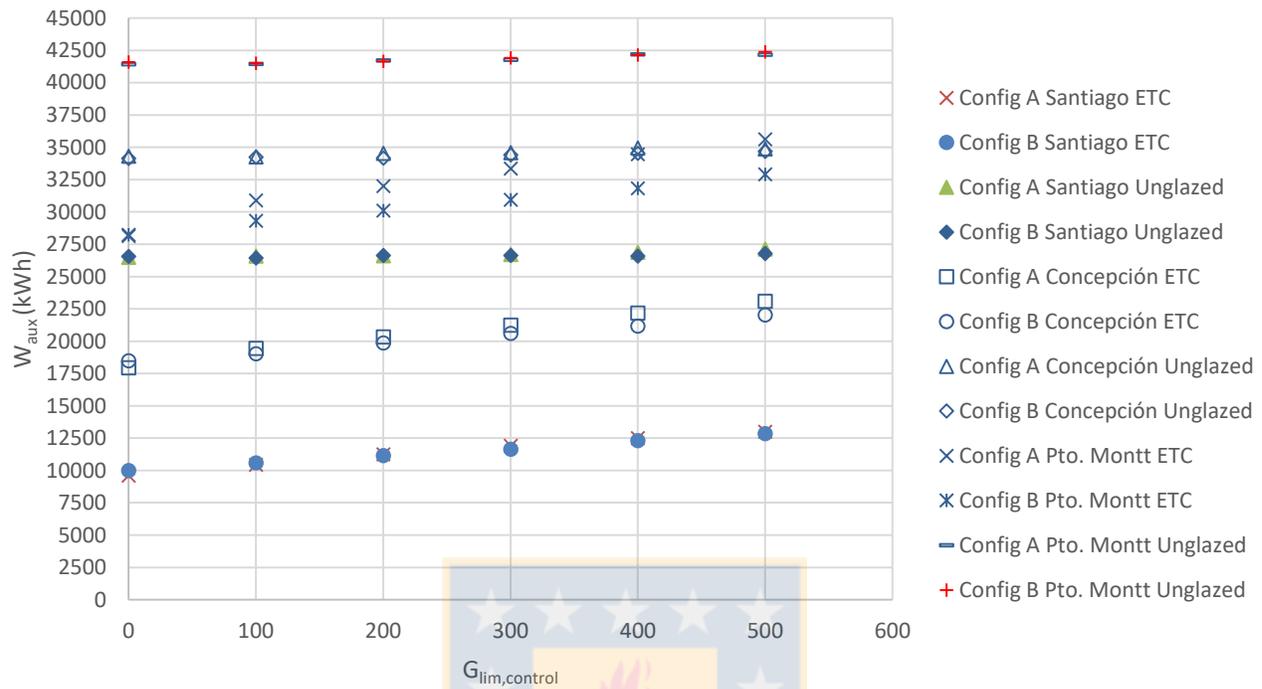


Figura 40: Energía eléctrica anual consumida por los calentadores auxiliares del sistema de ACS en cada configuración y clima analizado. (Fuente: Elaboración Propia)

Los efectos combinados mostrados en la *Figura 39* y *Figura 40* explican la disminución del SPF_{sist} y permiten comprender por qué la hipótesis de este trabajo ha sido refutada para el sistema SHP de preparación de ACS analizado.

6.2 Resultados del modelo de sistema de calefacción

6.2.1 Análisis global de sistema.

Se ensaya el sistema SHP dedicado a calefacción en su configuración A y B mediante simulación numérica para determinar sus indicadores de desempeño definidos en un periodo anual. Ambas configuraciones son evaluadas con los datos climáticos de las 3 ciudades seleccionadas y configurando el sistema de control de conmutación de los modos de operación con 6 valores $G_{lim,control}$ diferentes. Esto totaliza 36 simulaciones numéricas en *TRNSYS* del sistema de calefacción. Los resultados de los indicadores de rendimiento global de sistema obtenidos se presentan en la *Figura 41*.

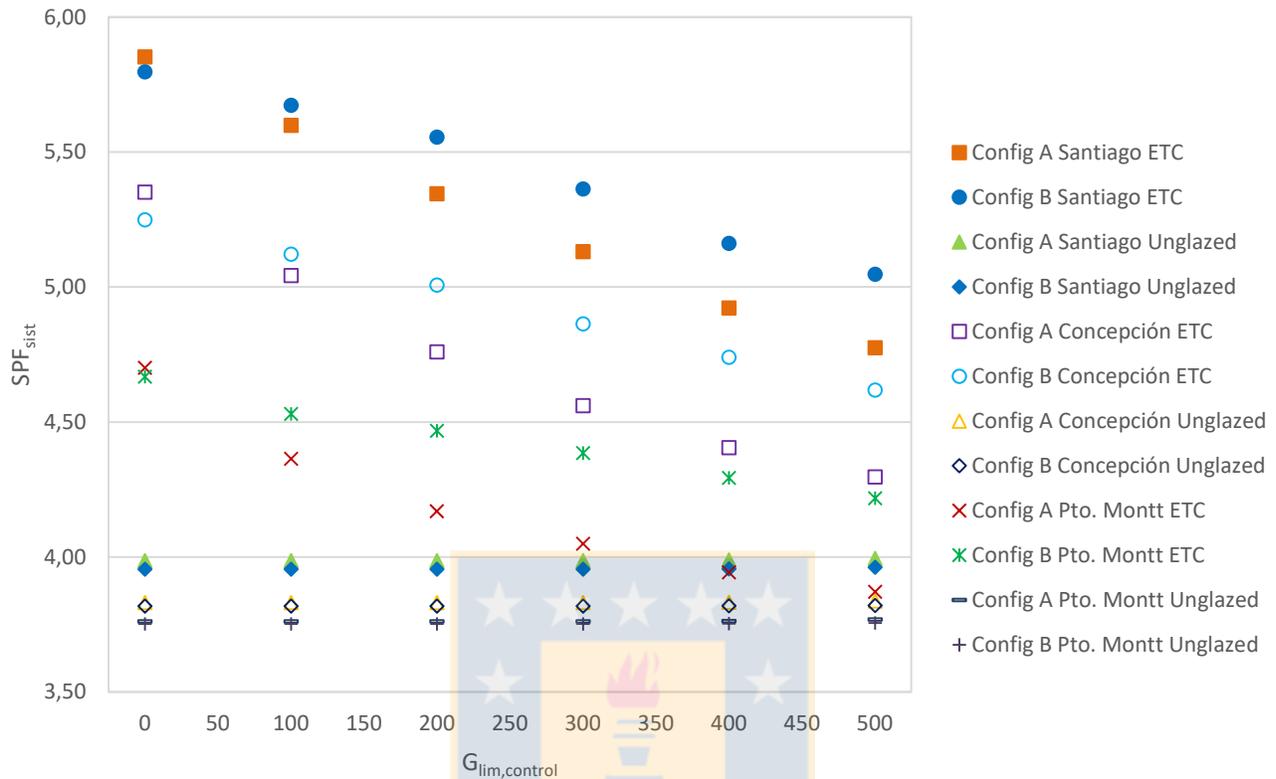


Figura 41: Indicadores globales de rendimiento SPF_{sist} de las configuraciones A y B del sistema SHP para calefacción evaluados para distintos valores $G_{lim,control}$ en el sistema de control de conmutación de modo de operación. (Fuente: Elaboración Propia)

En primer lugar, nuevamente se encuentra que aunque el sistema de calefacción evaluado en un mismo clima con $G_{lim,control} = 0$ (W/m^2) debería tener los mismos índices de desempeño en su Configuración A y B, esto no ocurre. Por lo que el autor sabe y está consciente, el dimensionamiento de los equipos y flujos máxicos son idénticos y los sistemas de control están configurados y modelados de forma exactamente igual. Luego, las diferencias en los resultados de SPF_{sist} son atribuidas nuevamente a que ambos modelos están simulados en TRNSYS con el Kernel de este programa llamando archivos diferentes o a alguna diferencia menor en algún parámetro de sistema asignado que no ha podido ser identificada. No obstante, se observa que los resultados de SPF_{sist} para $G_{lim,control} = 0$ (W/m^2) en ambas configuraciones son bastante cercanos, y más aún que en los resultados del sistema de ACS. El promedio de la diferencia entre cada par de SPF_{sist} que debería corresponder es de 0.04, mientras que la mayor razón entre la diferencia con respecto al SPF_{sist} de la Configuración A es de 1.93%. Debido a que esta vez las diferencias son menores, el autor se permite comparaciones directas entre el desempeño de la Configuración A y B de forma cualitativa.

Por otro lado, se observa nuevamente que los SPF_{sist} encontrados para el sistema evaluado en el clima de Puerto Montt son los más bajos para cada configuración y tipo de colector solar utilizado. Así, el SPF_{sist} más bajo calculado para $G_{lim,control} = 0$ (W/m^2) corresponde a $SPF_{sist} = 3.75$, obtenido para

el sistema de ACS evaluado en Puerto Montt con configuración B y colectores solares sin cobertura (UC). A su vez, este resultado es el SPF_{sist} más bajo obtenido para cualquier $G_{lim,control}$.

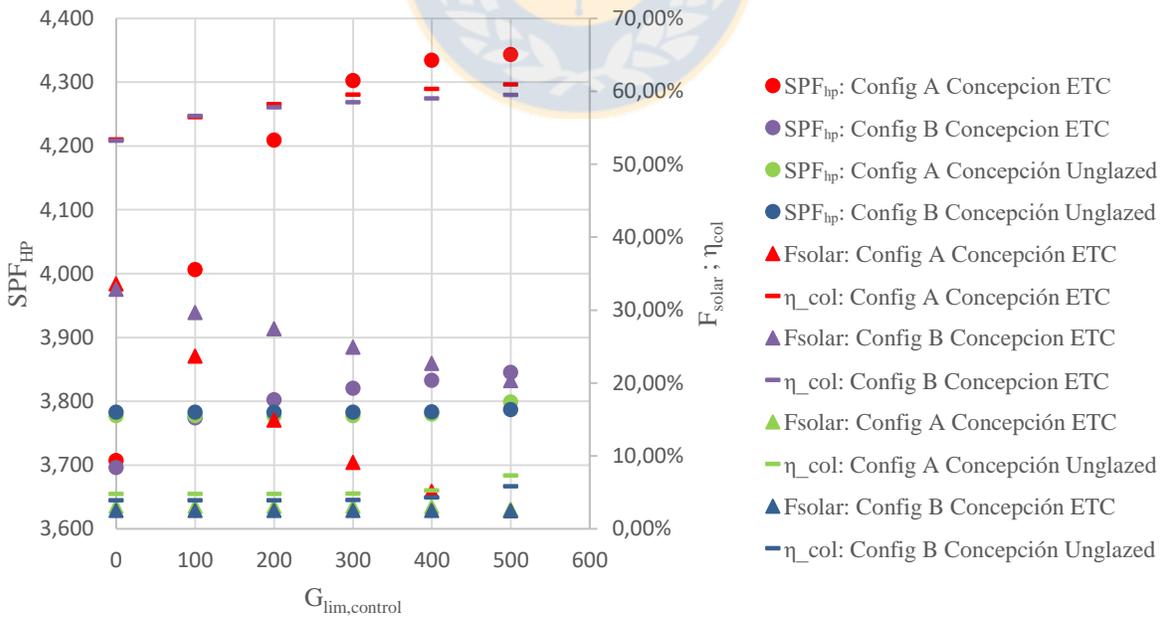
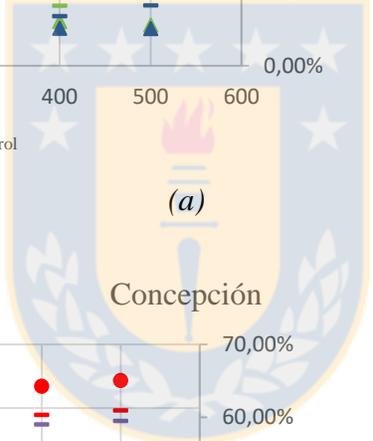
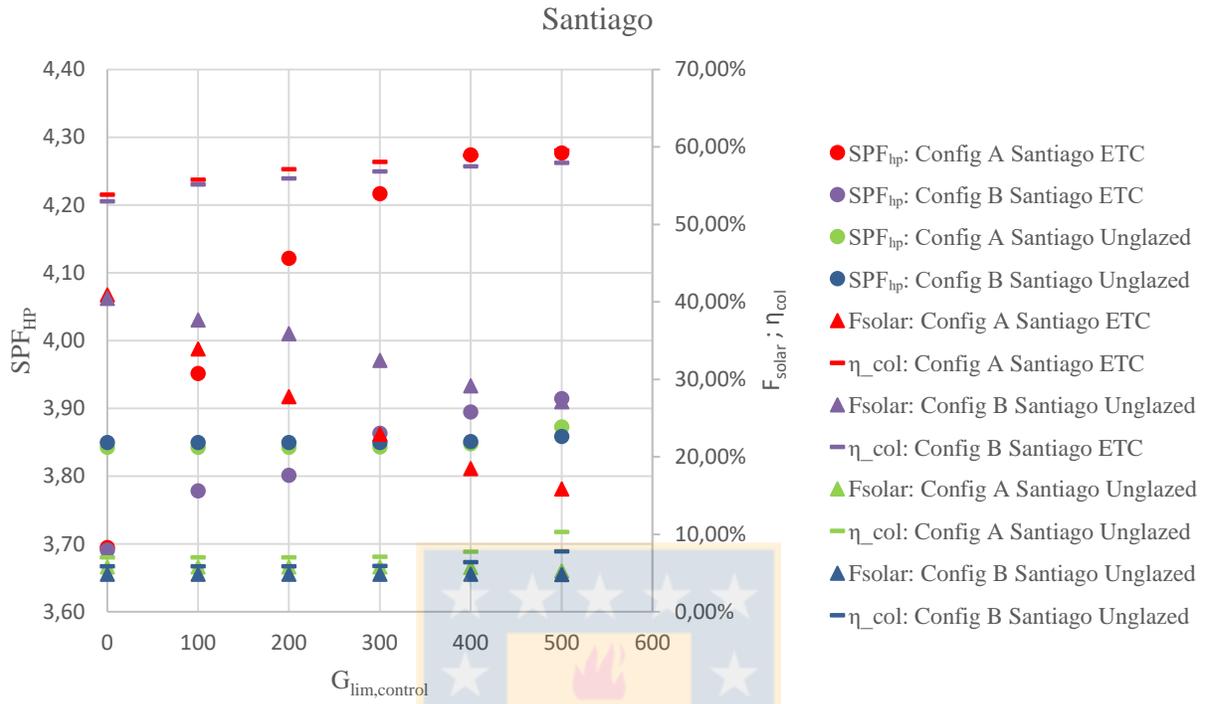
Por el contrario, nuevamente se observa que los SPF_{sist} más altos encontrados para cada configuración y tipo de colector solar corresponden al sistema evaluado en Santiago. Para el sistema operando sólo en paralelo, se obtiene que el SPF_{sist} más alto se encuentra en los resultados de la Configuración A utilizando colectores ETC, con $SPF_{sist} = 5.85$. En la revisión bibliográfica se han encontrado valores de SPF_{sist} cercanos a 5 (Fraga, Hollmuler, Mermoud, & Bernard, 2017), sin embargo, los resultados obtenidos al ocupar ETC siguen siendo altos con respecto a lo normalmente encontrado en la literatura. Se reitera nuevamente que esto se debe a la relación entre el área total de colectores y la capacidad de la bomba de calor, donde el único criterio que puede definirse para limitar el área de colectores solares correspondería a un criterio económico fuera de los objetivos de este estudio.

Con respecto a la comprobación o negación de la tesis del presente trabajo para este sistema evaluado, se observa que para todas las configuraciones evaluadas, ambos tipos de colectores solares y para las tres condiciones climáticas, el SPF_{sist} disminuye al aumentar el $G_{lim,control}$ configurado si se utilizan colectores ETC. No obstante, se encuentra que al utilizar colectores solares sin cobertura existe un leve aumento del indicador en todos los climas y en ambas configuraciones. Sin embargo, el máximo aumento del indicador este de 0.009. Por lo tanto, se considera que en la práctica los SPF_{sist} se mantienen constantes al utilizar colectores UC. Así, se comprueba la inexistencia de un $G_{lim,control}$ que optimizaría el indicador de rendimiento global de sistema. Luego, la tesis se cumple en el sistema de calefacción modelado: el sistema de control de conmutación que no considera todo el potencial rango de operación en serie no es capaz de optimizar el SPF_{sist} del sistema de calefacción. Así, los costos adicionales asociados a la instalación de los circuitos y sistemas de control para operar en serie no están justificados.

Nuevamente se encuentra al que utilizar colectores solares sin cubierta en vez de colectores de tubos de vacío es contraproducente para el sistema. No se obtuvo un rendimiento superior con los colectores UC sobre los ETC al ser enfriados por la bomba de calor.

6.2.2 Análisis de componentes.

Como se muestra en la *Figura 41*, el sistema SHP de calefacción destaca por un muy bajo rendimiento de los colectores solares sin cubierta, evidenciados en sus indicadores $\eta_{prom,col}$ y F_{solar} , bastante más bajos que al utilizar colectores ETC.



(b)

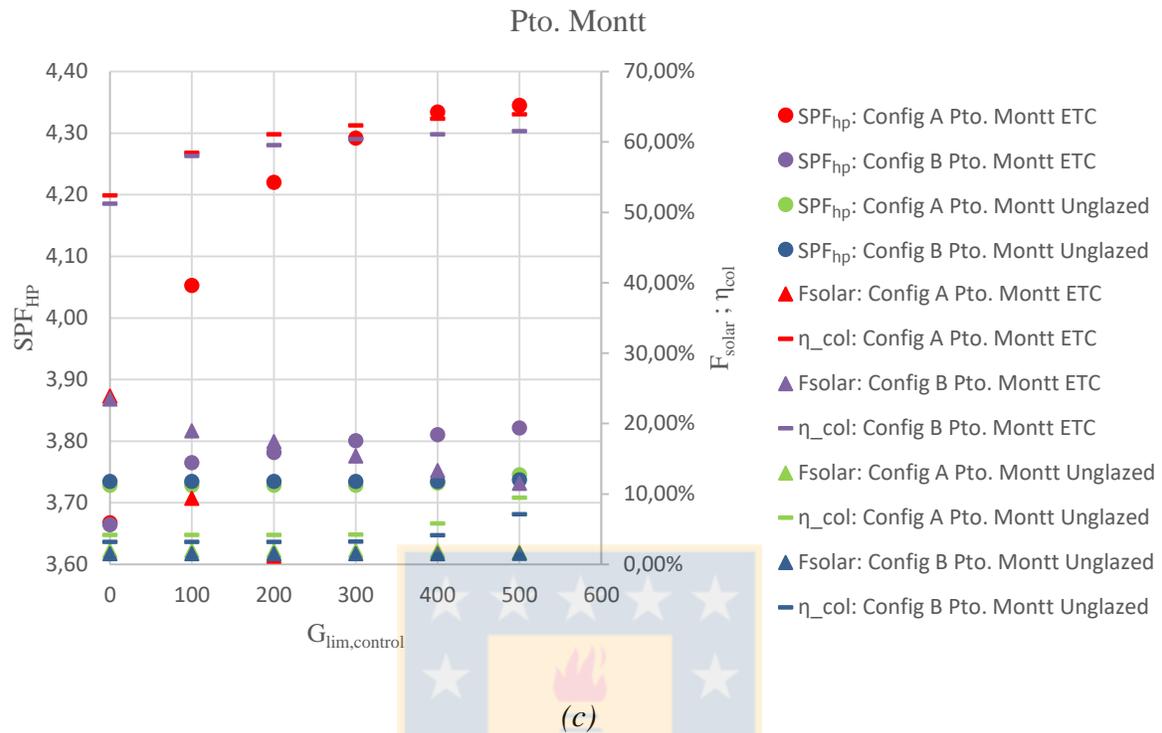


Figura 42: Indicadores de rendimiento de la bomba de calor (SPF_{HP}) y de los colectores solares (F_{solar} y η_{col}) para cada configuración del sistema de calefacción y cada $G_{lim,control}$ seteado en los climas de (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Puerto Montt. (Fuente: Elaboración Propia)

Se encuentra que al operar con $G_{lim,control} = 0$, $\eta_{prom,col}$ alcanza un máximo de 7.03% en Santiago. El bajo rendimiento de este tipo de colectores con respecto al sistema de ACS se debe a la mayor temperatura de operación en el sumidero de calor, el estanque de almacenamiento de energía. Esto se explica por el hecho de que, a pesar de que la temperatura objetivo de 35 (°C) al tope del estanque es mucho menor que los 48 (°C) seteados en el tope del estanque del estanque de ACS, cuando el circuito de calefacción está encendido la estratificación en el estanque es prácticamente inexistente. Esto se debe al alto flujo másico del circuito del piso radiante, 3500 (L/h), en comparación con el volumen del estanque, 300 (L). Esto queda en evidencia en las temperaturas promedio anuales en los nodos de los estanques en que el flujo de los colectores solares entra y sale de estos, presentadas en la *Tabla 38*.

Tabla 38: Temperatura promedio anual de los nodos 6 y 10 de los estanques de almacenamiento en ambos sistemas. El nodo 6 corresponde al punto de entrada del flujo de los colectores o del intercambiador de calor, y el nodo 10 al punto de salida. Los datos presentados corresponden a ambos sistemas en configuración A en el clima de Santiago para $G_{lim,control} = 0$. (Fuente: Elaboración Propia)

	Estanque del sistema de calefacción	Estanque del sistema de ACS
Temperatura promedio del nodo 6 (°C)	34.5	29.5
Temperatura promedio del nodo 10 (°C)	34.3	24.2

Al igual que en el sistema de ACS, la eficiencia de los colectores solares aumenta más en la A. Sin embargo, contrario a lo presentado previamente, en el sistema de calefacción son los colectores ETC los que aumentan el rendimiento al pasar de una configuración $G_{lim,control} = 0 (W/m^2)$ a $G_{lim,control} = 500 (W/m^2)$. Así, en Puerto Montt en configuración A se encuentra un máximo de 11.53% de aumento del rendimiento de los colectores solares. Los resultados se presentan en la *Tabla 39*.

Tabla 39: Aumento máximo del rendimiento anual promedio $\eta_{prom,col}$ en cada configuración y clima evaluado. (Fuente: Elaboración Propia)

Configuración	Colectores	Santiago	Concepción	Puerto Montt
A	ETC	5.69%	7.55%	11.53%
	UC	3.29%	2.54%	5.27%
B	ETC	4.98%	6.30%	10.31%
	UC	1.94%	1.93%	3.92%

Era de esperarse sin embargo que, debido a las mayores temperaturas de operación en el sumidero de calor de los colectores solares, fueran los colectores UC aquellos que mejoraran más su desempeño al ser enfriados. Esto no ocurre por las limitaciones del sistema de control configurado en el sistema. Una de las condiciones para que la operación en serie del sistema sea activada es que los colectores solares sean capaces de ganar energía. Sin embargo, en la simulación numérica, *TRNSYS* evalúa esta condición calculando el rendimiento de los colectores a partir de la temperatura de entrada del flujo hacia los colectores desde el estanque, y no la temperatura que potencialmente tendría si es que este flujo viniera enfriado por la bomba de calor. Por lo tanto, existe un potencial rango de operación en serie que no está siendo abarcado por el sistema de control. Esto ocurre tanto para el sistema de ACS como el de calefacción y para sus configuraciones A y B. Un sistema de control que considere el rango potencial de operación debe predecir en todo momento, de forma paralela a la simulación, la temperatura de operación de los colectores solares si su fluido de trabajo fuera enfriado por la bomba de calor.

Por otro lado, nuevamente se encuentra la disminución correspondiente de la fracción solar F_{solar} debido a la utilización indirecta de los colectores. Cabe destacar que en los resultados presentados en la *Figura 42c* se omiten los valores de F_{solar} para la Configuración A en Puerto Montt por sobre $G_{lim,control} = 300 (W/m^2)$. Esto se hace porque, debido a la inercia térmica de los colectores, existen tiempos de operación de los captadores en que su temperatura es menor a la temperatura del estanque en su arranque. Luego, al aumentar el rango de operación en serie, esto ocurre más seguido resultando en indicadores F_{solar} algo por debajo de 0%. Como en esta situación el concepto de fracción solar no tiene validez, se omiten los resultados.

Tabla 40: Disminución máxima del rendimiento de la fracción solar F_{solar} en cada configuración y clima evaluado. (Fuente: Elaboración Propia)

Configuración	Colectores	Santiago	Concepción	Puerto Montt
A	ETC	-25.1%	-31.0%	-23.9%
	UC	-0.52%	-0.38%	-0.21%
B	ETC	-13.4%	-12.51%	-12.0%
	UC	-0.05%	-0.04%	0.04%

Para empezar, cabe destacar que en todos los casos estudiados el SPF_{HP} aumenta al aumentar el $G_{lim,control}$. Estos resultados son de esperar para cada una de las configuraciones A y B. Con respecto a la Configuración B, que permite precalentar el aire de la bomba de calor, el aumento del SPF_{HP} se debe a que si se amplía el rango de operación del modo en serie en el sistema de control, los colectores estarán precalentando el aire una mayor fracción de tiempo, resultando en un mejor desempeño anual de la bomba de calor. Por su lado, en la Configuración A, el SPF_{HP} aumenta al aumentar $G_{lim,control}$ por dos razones: primero, para las mismas condiciones de temperatura de operación, la bomba de calor tiene mayor capacidad y mejor COP si opera en modo agua-agua (ver Anexo 5); segundo, al igual que para la configuración B, el equipo trabaja con una fuente de calor de mayor temperatura por más tiempo.

Como es de esperar, se encuentra nuevamente que el desempeño de la bomba de calor mejora para el sistema evaluado en todos los climas y en ambas configuraciones. Si se hace un análisis comparativo entre las tendencias de SPF_{HP} se encuentra que la Configuración A tiene un mayor aumento relativo de los indicadores SPF_{HP} , llegando a un incremento del 18% para Santiago utilizando colectores ETC. Por su lado, la Configuración B logra un incremento máximo relativo del SPF_{HP} en un 6.0% en la evaluación del sistema en Santiago utilizando colectores ETC. Debido al rango de operación de los colectores UC, el tiempo total de operación en serie es bajo. Por lo tanto, el aumento del SPF_{HP} al utilizar colectores sin cubierta es prácticamente inexistente. Si el sistema de control fuera capaz de conmutar el modo de operación considerando todo el rango potencial de operación en serie con beneficio al sistema (momentos en que por operar en serie los colectores estarían más fríos y podrían ganar energía), entonces el SPF_{HP} aumentaría más.

Tabla 41: Aumento relativo de cada indicador SHP_{HP} obtenido. Los valores se indican con respecto a su valor inicial para $G_{lim,control} = 0$. (Fuente: Elaboración Propia)

Configuración	Colectores	Santiago	Concepción	Puerto Montt
A	ETC	16%	17%	18%
	UC	0.8%	0.6%	0.45%
B	ETC	6.0%	4.0%	4.3%
	UC	0.2%	0.1%	0.07%

Nuevamente, es de interés analizar la energía total entregada por la bomba de calor y los colectores solares al estanque de almacenamiento. Los resultados se presentan en la *Figura 43*.

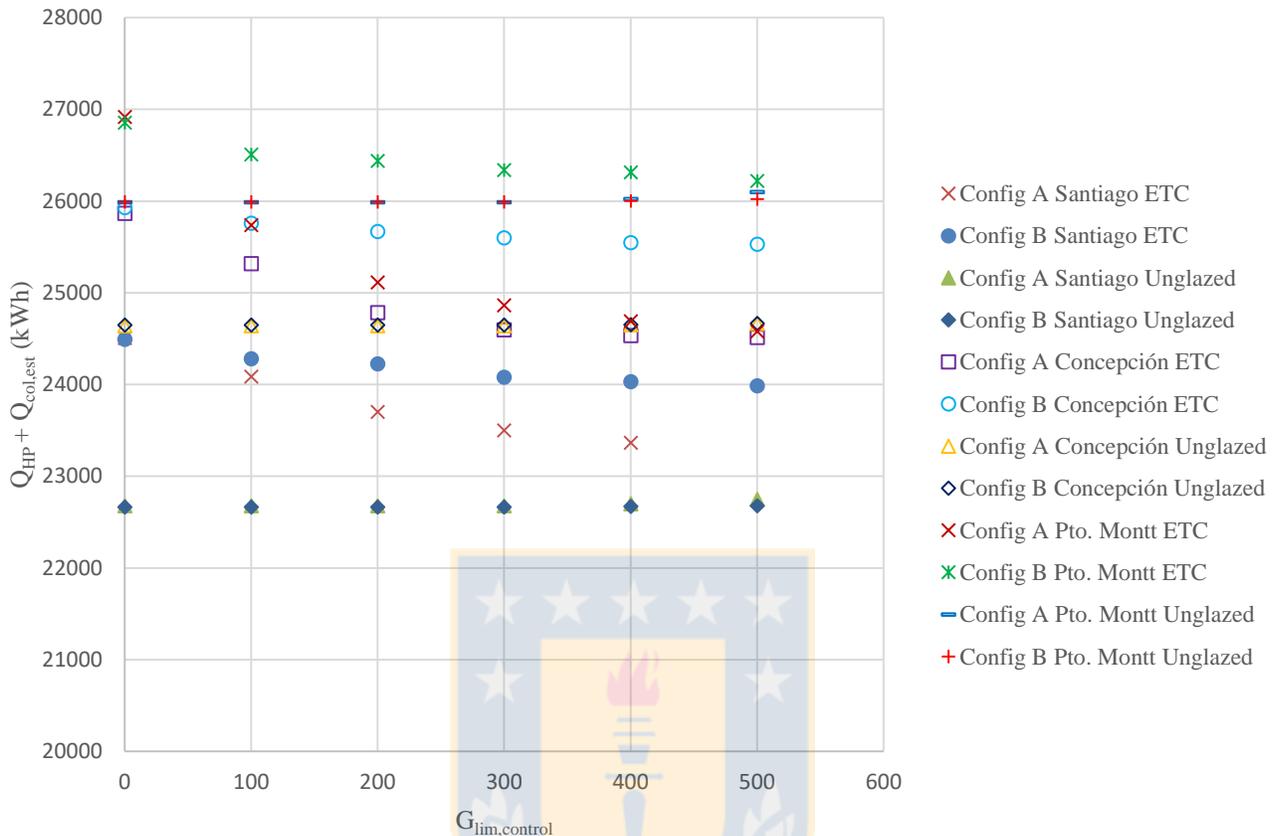


Figura 43: Energía anual total aportada por los colectores solares y la bomba de calor al sistema de calefacción en cada caso de estudio. (Fuente: Elaboración Propia)

El análisis de estos resultados evidencia la disminución del SPF_{sist} al utilizar colectores ETC: la energía total aportada por la bomba de calor y los colectores disminuye con un máximo de -8.7%. Por otro lado, se observa también un aumento despreciable del SPF_{sist} al utilizar colectores solares sin cubierta: existe un leve aumento de la energía total aportada al sistema al aumentar $G_{lim,control}$. Sin embargo, en el mejor de los casos el aumento relativo corresponde a un 0.43% en el sistema evaluado en Puerto Montt en Configuración A y por lo tanto, se considera también despreciable.

6.2.3 Discusión sobre la no inclusión de la variable viento.

Se ha mencionado en la sección *Colectores solares térmicos* que el modelo utilizado para simular los colectores solares sin cubierta, el *Type 553*, no considera la variable de la velocidad del viento sobre el equipo. Por otro lado, se tiene a disposición otro modelo de colector que si incluye esta variable, el *Type 1290*. En el programa, se especifica que el modelo está basado en la norma europea EN-12975; sin embargo, cabe destacar que este módulo carece de documentación en *TRNSYS* que explique cómo se lleva a cabo la modelación. Se tiene a disposición, eso sí, el código de programación del modelo, en donde el autor ha podido interpretar parte de su funcionamiento. De aquí, se destaca que el *Type 1290*

modela el colector solar con sólo un nodo, a diferencia de los 10 que se han utilizado en las simulaciones con el *Type 553*.

Se propone realizar simulaciones en la ciudad que sea más ventosa de entre las tres que se han estudiado. Esta, corresponde a Concepción, con una velocidad promedio anual del viento de 3.6 (m/s).

Tabla 42: Velocidad promedio anual del viento de las tres ciudades estudiadas en un año típico. (Meteonorm, 2017)

	Santiago	Concepción	Puerto Montt
Velocidad promedio anual del viento (m/s)	2.5	3.6	3.0

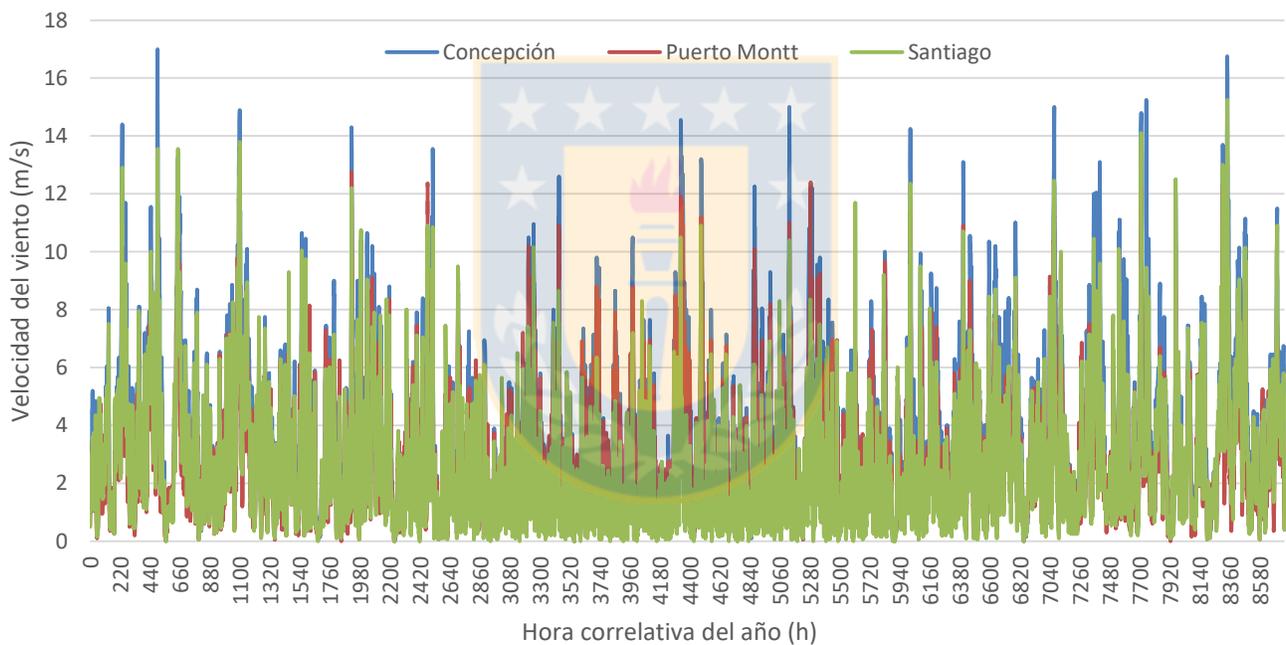


Figura 44: Velocidad del viento de las tres ciudades estudiadas durante un año típico. (Meteonorm, 2017)

Por otro lado, el módulo *Type 1290* requiere de 6 parámetros que describen el desempeño del captador. De entre esos, dos coeficientes se relacionan con la pérdida de eficiencia debida al viento, el C_3 y el C_6 . Así, el C_6 se dedujo como relacionado a la velocidad del viento sólo al analizar el código de programación del módulo, pues no está detallado de esta forma en ningún lugar de la interfaz de *TRNSYS* ni su documentación. Cabe destacar que el manual técnico de los colectores sin cubierta modelo HC-30 seleccionado no están especificados tales coeficientes C_3 y C_6 , por lo tanto, se procede a aproximar los coeficientes en el modelo a partir de literatura, cuidando que el orden de magnitud de éstos sea adecuado (Burch & Casey, 2009). En las simulaciones, se busca analizar los resultados del modelo *Type 1290* en tres escenarios: considerando o no la modelación de los efectos del viento en los sistemas operando

exclusivamente en paralelo y un último caso considerando la modelación de los efectos del viento permitiendo la operación en serie con $G_{lim,control}$. Al realizar simulaciones de este modelo asignando $C_3=0$ y $C_6=0$ se busca verificar que los módulos *Type 1290* y *Type 553* arrojen resultados similares, al no considerar ambos el viento bajo esta condición. Para esto, los parámetros asignados a *Type 1290* se especifican en la *Tabla 43*.

Tabla 43: Parámetros asignados en el módulo *Type 1290* al considerar el efecto del viento y no considerarlo. (Burch & Casey, 2009) (Magen Eco-Energy, 2010)

	C_1 (kJ/hr*m ² *K)	C_2 (kJ/hr*m ² *K ²)	C_3 (kJ/m ³ /K)	C_4 (-)	C_5 (kJ/m ² *K)	C_6 (s/m)
Sin Viento	66.672	0	0	0	10.71	0
Con Viento	66.672	0	0.0045	0	10.71	0.027

Utilizando el modelo *Type 1290* se ha podido hacer simulaciones numéricas exitosas en el sistema de ACS, en configuración A y B, y en el sistema de calefacción, sólo en configuración A. En el sistema de calefacción en configuración B no se ha obtenido convergencia en las simulaciones.

Tabla 44: Resultados utilizando el *Type 1290* y comparación con los resultados utilizando el *Type 553*. “V:No”: No considera efectos del viento. “V:Si”: Considera efectos del viento, “G=0”: $G_{lim,control} = 0$ (W/m²). “G=500”: $G_{lim,control} = 500$ (W/m²) (Fuente: Elaboración Propia).

Type	Sistema de ACS						Sistema de Calefacción		
	Configuración A			Configuración B			Configuración A		
	V:No G=0	V:Si G=0	V:Si G=500	V:No G=0	V:Si G=0	V:Si G=500	V:No G=0	V:Si G=0	V:Si G=500
1290 SPF_{sist}	2.68	2.52	2.55	2.78	2.60	2.60	3.78	3.74	3.78
1290 SPF_{HP}	3.00	3.03	3.02	2.99	3.02	3.02	3.78	3.79	3.78
1290 F_{solar}	16.4%	10%	11%	16%	10%	10%	1.3%	0.0%	1.3%
1290 $\eta_{prom,col}$	16.4%	10%	19%	17%	10%	10%	2.1%	0.1%	2.1%
1290 Q_{HP} (kWh)	2.58E5	2.78E5	2.73E5	2.58E5	2.78E5	2.78E5	2.43E4	2.42E4	2.43E4
1290 Q_{col} (kWh)	5.85E4	3.52E4	4.04E4	5.85E4	3.52E4	3.51E4	331	10.4	331
1290 $Q_{col,int}$ (kWh)	5.87E4	3.54E4	6.90E4	5.87E4	3.53E4	3.64E4	332	10.5	332

1290	Q_{aux} (kWh)	3.98E4	4.25E4	4.20E4	3.96E4	4.25E4	4.26E4	0	0	0
------	--------------------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	---	---	---

Los resultados obtenidos al utilizar el *Type 1290* con los parámetros fijados para no considerar los efectos del viento se esperan ser similares a aquellos obtenidos con *Type 553*. Sin embargo, este no es el caso. Se encuentra que con este nuevo modelo la energía total ganada por los colectores solares (energía útil absorbida por los colectores, no la entregada al estanque) es entre un 38% a 57% menor a aquella obtenida con el *Type 553* cuando el sistema opera exclusivamente en paralelo. Inclusive, se encuentra que en el sistema de calefacción, el *Type 1290* predice que los colectores solares serán prácticamente inútiles pues nunca lograrán entrar en el rango de temperaturas de operación. El autor atribuye como posible causa de esta diferencia la modelación simplificada de los colectores solares en el *Type 1290*, considerando sólo un nodo isotérmico para describir el comportamiento del equipo, siendo mucho menos detallado que el *Type 553*. Podrían, sin embargo, existir otras diferencias relacionadas con la naturaleza de la modelación o la resolución numérica.

No obstante, de todas formas el *Type 1290* puede ayudar a predecir la disminución de eficiencia de los colectores debido al viento. Al considerar los efectos del viento en Concepción en el modelo, se encuentra una disminución de un 40% de la energía útil de los colectores $Q_{col,int}$ en el sistema de ACS. Por último, cabe destacar que la tendencia de los resultados globales del sistema sigue similar a lo obtenido con el *Type 553* al aumentar $G_{lim,control}$: el SPF_{sist} registra un aumento prácticamente despreciable, contrargumentando la implementación de un sistema que permita la operación en paralelo. Sin embargo, debido a la incertidumbre de los resultados expuesta en el párrafo anterior, todos estos números deben ser tomados con cautela.

Capítulo 7

7 Conclusiones y perspectivas

La opción de conmutar entre la utilización de la energía solar de forma directa y como fuente de calor de los colectores solares ha sido evaluada para distintos sistemas SHP, configuraciones, condiciones de borde y sistemas de control. En particular, la conmutación entre operación en serie y en paralelo ha sido estudiada mediante simulaciones numéricas en *TRNSYS* en dos sistemas SHP diferentes: uno para calefacción y otro para agua caliente sanitaria. Al definir un sistema de control que active la utilización indirecta de los colectores solares basado principalmente en evaluar si la radiación solar disponible se encuentra por debajo de una intensidad $G_{lim,control}$, el indicador global de rendimiento de sistema SPF_{sist} disminuye en la mayor parte de los casos de estudio o se mantiene constante. Debe notarse que el aumento de los indicadores de rendimiento anuales de la bomba de calor SPF_{HP} y de los colectores solares $\eta_{prom,col}$ no es condición suficiente para tener un mejor rendimiento de sistema debido a que el aporte energético total de ambos de todas formas disminuye al reemplazar en la bomba de calor exergía obtenida del aire ambiente por energía solar. En otras palabras, en los sistemas evaluados, para ambas configuraciones A y B que permiten una operación en serie, no existe una radiación solar límite del sistema de control por debajo de la cual la utilización indirecta de los colectores maximiza el rendimiento del sistema. Esta observación fundamental de los resultados apoya la tesis del presente trabajo: no es posible optimizar el rendimiento anual de un sistema SHP capaz de conmutar entre operación en serie y en paralelo si el sistema de control que lleva a cabo la conmutación no considera los potenciales tiempos adicionales de operación de los colectores solares al ser enfriados por la bomba de calor. Esta conclusión evidencia que el sistema de control aplicado en un sistema conmutación es fundamental. Esto queda sobre todo en evidencia en los resultados de ciertos casos de estudio donde los colectores solares sin cubierta tienen un tiempo de operación total acotado durante el año debido a las condiciones de temperatura en que trabajan. En tales casos, configurar el sistema de control para aumentar el tiempo de operación en serie del sistema no tiene mayor impacto porque los colectores no alcanzan condiciones de temperatura y radiación solar recibida como para comenzar el aporte de energía a la bomba de calor, resultando en un SPF_{sist} casi invariable y en aumentos muy leves de SPF_{HP} y $\eta_{prom,col}$.

Finalmente, todos los resultados evidencian que la complejidad de instalar un sistema SHP con bomba de calor de dos evaporadores o con precalentamiento de aire por energía solar no se justifica con este sistema de control. En efecto, en todos los casos de estudio, los mejores indicadores SPF_{sist} se han obtenido al operar la bomba de calor y los colectores exclusivamente en paralelo utilizando captadores de tubos de vacío. Es más, el rendimiento $\eta_{prom,col}$ de los colectores ETC bajo esta condición son mayores que los que se obtuvieron con los colectores UC enfriados.

En base a lo realizado, diferentes perspectivas de trabajo asoman para profundizar el estudio de sistemas SHP y la comparación entre la operación en paralelo y en serie de la bomba de calor y los colectores solares. En primer lugar, la finalización del modelo físico y detallado realizado por el autor en un código *Fortran* para ser implementado en *TRNSYS* permitiría utilizar esta herramienta para ampliar los casos de estudio evaluado. Así, se podría calcular de forma dinámica en *TRNSYS* todos los flujos de calor internos de la bomba de calor y los estados termodinámicos del fluido refrigerante. Eso permite estudiar configuraciones de sistema que no pueden ser evaluadas con la metodología utilizada en este estudio,

tales como el sistema mostrado en la *Figura 9b*. Por otro lado, finalizar el programa de la bomba de calor permitiría también implementar a futuro una librería más amplia de estados termodinámicos de fluidos refrigerantes. Así, se podrían modelar bombas de calor con otros fluidos refrigerantes de más reciente uso como el R410A y testear el desempeño de estos equipos en las configuraciones estudiadas. En segundo lugar, se ha mencionado que el concepto de dimensionar de forma óptima el área total de colectores solares en cada caso de estudio está ligado a criterios económicos. Además, es de interés mejorar la calidad de modelación y simulación de los colectores solares sin cubierta, considerando de mejor manera los efectos de la velocidad del viento sobre su eficiencia. Luego, es de interés realizar análisis económicos y de sensibilidad de cada equipo del sistema SHP en detalle. Tales datos serían de interés para las ciudades utilizadas como condiciones de borde de las simulaciones (Santiago, Concepción y Puerto Montt). Sin embargo, esta perspectiva de trabajo no parece tener impacto en las conclusiones de la Tesis desarrollada.

Por último, la perspectiva de trabajo más importante es la implementación en los modelos de un nuevo sistema de control. El objetivo de esto sería buscar ampliar el tiempo de operación de los colectores solares por simple enfriamiento de estos al servir como fuente de energía de la bomba de calor. Este sistema de control debe considerar que abarcar estos tiempos adicionales de operación de los colectores solares implica que la bomba de calor no sólo esté controlada por un termostato que la utilice como equipo de apoyo a los colectores solares, sino que además esta se encienda cada vez que la radiación solar esté por debajo de $G_{lim,control}$ para utilizar los colectores como fuente de calor. En particular, en los modelos utilizados, esto implica que la activación del circuito de los colectores solares no esté gobernada por el control interno del modelo de los colectores, sino por una señal externa que sólo toma en cuenta el nivel de radiación disponible.

Bibliografía

- Afjei, T., & Dott, R. (2011). Heat Pump Modelling for Annual Performance, design and new technologies. *12th Conference of International Building Performance Simulation Association*, (págs. 1-8). Sydney: Institute of Energy in Building, University of Applied Sciences Northwestern Switzerland.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. (2007). *Energy Efficient Design of Low-Rise Residential Buildings*.
- American Society of Plumbing Engineers. (2015). *Domestic Hot Water Systems*. American Society of Plumbing Engineers.
- Autopromotores. (2015). *Construcción: Paneles Solares*. Obtenido de Sitio de la empresa de construcción Autopromotores: <https://www.autopromotores.com/paneles-solares>
- Bunea, M., Eicher, S. H., Bony, J., Perers, B., & Citherlet, S. (2012). Performance of solar collectors under low temperature conditions: measurements and simulation results. *EuroSun 2012 Conference*. Rijeka and Opatija, Croatia.
- Burch, J., & Casey, R. (2009). Wind Issues in Solar Thermal Performance Ratings. *American Solar Energy Society, National Solar Conference*. Buffalo, New York: National Renewable Energy Laboratory.
- Carbonell, D., Philippen, D., M.Granzotto, & Haller, M. (2016). Simulation of a solar-ice system for heating applications. System validation with one-year monitoring data. *Energy and Buildings*, 846-858.
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de Calor y de Masa: Un enfoque práctico*. Reno, Nevada: Mc Graw Hill.
- Claesson, J., & Eskilson, P. (1987). Conductive heat extraction by a deep borehole: analytical studies, Thermal analysis of Heat extraction boreholes. *Department of Mathematics and Physics, University of Lund*.
- Corporación de Desarrollo Tecnológico, Cámara Chilena de la Construcción. (2007). *Sistemas Solares Térmicos: Manual de Diseño para el Calentamiento de Agua*. Santiago: Quebecor World Chile S.A.
- Dandilion Energía y Medio Ambiente Ltda. (2012). *Estudio de mercado de la industria Solar Térmica en Chile y propuesta metodológica para su actualización permanente*. Santiago: Ministerio de Energía de Chile.
- Design One Mechanical. (2014). *Geothermal*. Obtenido de Design One Mechanical Web Site: <http://www.dominc.ca/geothermal.html>
- Eskilson, P. (1987). Thermal analysis of heat extraction boreholes, Ph.D. thesis. *Department of Mathematical Physics, University of Lund*.
- Fanger, P. O. (1970). *Thermal Comfort, Analysis and applications y environmental engineering*. McGraw-Hill.

- Fraga, C., Hollmuler, P., Mermoud, F., & Bernard, L. (2017). Solar assisted heat pump system for multifamily buildings: Towards a seasonal performance factor of 5? Numerical sensitivity analysis based on a case study. *Solar Energy*, 543-564.
- Framepool. (2017). *Techo con paneles solares / Energía Solar Fotovoltaica*. Obtenido de Framepool a Right Smith Company Web Site: <http://footage.framepool.com/es/shot/598451703-breisgau-friburgo-alemania-techo-con-paneles-solares-panel-fotovoltaico>
- Fraunhofer Institute for Solar Energy. (2016). *Photovoltaics Report*. Freiburg: Fraunhofer Institute for Solar Energy.
- Goffin, P. R. (2011). Analyzing the potential of low exergy building refurbishment by simulation. *12th Conference of International Building*. Sydney: Proceedings of Building Simulation.
- Green, M. A. (2002). Third generation photovoltaics: solar cells for 2020 and beyond. *Elsevier*, 1-6.
- Greenspec. (2017). *Green Building design, Solar Collectors*. Obtenido de Greenspec Web site: <http://www.greenspec.co.uk/building-design/solar-collectors/>
- Hadorn, J. C. (2005). Thermal Energy Storage for Solar and Low Energy Buildings. *Servei de Publicacions, Universitat de Lleida*.
- Hadorn, J. C. (2015). *Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings*. Solar Heating & Cooling International Agency.
- Haller, M. Y., & Frank, E. (2011). On the potential of using heat from Solar Thermal Collectors for Heat Pump evaporators. *ISES Solar Word Congress*. Kassel, Germany.
- Heinz, A., & Haller, M. (2013). *Model of Sub-components and Validation for the IEA SHC Task 44/HPP Annex 38; A3 Description of TRNSYS Type 877 by IWT and SPF*. Solar Heating & Cooling Programme (SHC), International Energy Agency (IEA).
- Huber, A. (2005). *Erdwärmesonden für Direktheizung- Phase 1: Modellbildung und*. Zurich: Bundesamtes für Energie BFE.
- InProyect. (s.f.). *RENEWABLE ENERGY . SOLAR ENERGY*. Obtenido de InProyect Web Site: <http://inproyect.es/renewable-energy-solar-energy/>
- Instituto Nacional de Normalización. (1991). *NCh853.Of 91: Acondicionamiento térmico-Envolvente térmica de edificios-Cálculo de resistencias y transmitancias térmicas*. Diario Oficial y Ministerio de Vivienda y Urbanismo de Chile.
- Instituto para la diversificación y ahorro de energía; Ministerio de industria, turismo y comercio español. (2008). *Soluciones de acristalamiento y cerramiento acristalado*. Gobierno de España.
- International Energy Agency (IEA). (2015). *Snapshot of Global PV Market*. Photovoltaic Power Systems.
- Juan Carlos Martinez, C. Y. (2010). *Sistemas Solares Térmicos II: Guía de diseño e instalación para grandes sistemas de agua caliente sanitaria*. Santiago: Ministerio de Energía, Imprenta Maval Ltda.
- Lazzarin, R. M. (2012). Dual source heat pump systems: Operation and performance. *Energy and Buildings*, 77-85.

- Lerch, W., Heinz, A., & Heimrath, R. (2013). Evaluation of combined solar thermal heat pump systems using dynamic system simulations. *International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry* (págs. 598-607). Freiburg, Germany: Energy Procedia.
- LOPEZPANEL SL. (Noviembre de 2015). *TEJAS SOLARES Y FOTOVOLTAICAS JUNTO PANEL SANDWICH*. Obtenido de LOPEZ PANEL Web Site: <https://lopezpanel.com/tejas-solares-fotovoltaicas-junto-panel-sandwich/>
- Maehlum, M. A. (18 de mayo de 2015). *Energy Informative*. Obtenido de [www.energyinformative.org](http://energyinformative.org/): <http://energyinformative.org/best-solar-panel-monocrystalline-polycrystalline-thin-film/#polycrystalline>
- Magen Eco-Energy. (2010). *Heliocol Colector Solar*.
- Marken, C. (November de 2009). *Solar Collectors ...Behind the Glass*. Obtenido de Home Power: <https://www.homepower.com/articles/solar-water-heating/equipment-products/solar-collectors-behind-glass>
- Matuska, T., Sourek, B., Jirka, V., & Pokorny, N. (2015). Glazed PVT Collector with Polysiloxane encapsulation of PV Cells: Performance and Economic Analysis. *International Journal of Photoenergy*, 1-8.
- Mei, V. (1986). Horizontal Ground-Coil Heat Exchanger: Theoretical and. *Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN, USA*.
- MERE Energy. (s.f.). *Solar Collector (Heat Pipe)*. Obtenido de MERE Energy Web Site: <http://mere-energy.com/product/76/solar-collector-heat-pipe>
- Meteonorm. (2017). *Metenorm Typical Year Files*. Obtenido de Meteonorm Web Site: <http://www.meteonorm.com/en/downloads/>
- Michel Y Haller, E. F. (2011). On the Potential of Using Heat From Solar Thermal Collectors for Heat Pump Evaporators. *ISES Solar World Congress*, (pág. 10). Kassel, Alemania.
- Ministerio de Energía de Chile. (2016). *Norma Técnica que determina algoritmo para la verificación de la contribución solar mínima de los Sistemas Solares Térmicos acogidos a la franquicia tributaria de la ley N° 20-.365*. Diario Oficial de Chile.
- Ministerio de Vivienda y Urbanismo. (2007). *Artículo 4.1.10*. Ordenanza General de Vivienda y Urbanismo.
- Ministerio de Vivienda y Urbanismo. (2013). *¿QUÉ SIGNIFICA LA LETRA DE LA CEV?* Obtenido de Calificación Energética : <http://www.calificacionenergetica.cl/que-significa-la-letra-de-la-calificacion-energetica/>
- Ministerio de Vivienda y Urbanismo de Chile. (2012). *Manual de Sistemas Solares Térmicos*. Santiago: Ministerio de Vivienda y Urbanismo.
- Ministerio de Vivienda y Urbanismo. (s.f.). *Manual de Procedimiento para la calificación energética de viviendas en Chile*.
- Mojiri, A., Taylor, R., Thomsen, E., & Rosengarten, G. (2013). Spectral beam splitting for efficient conversion-A review. *Elsevier*.

- N'Tsoukpoe, K., Liu, H., Le Pierrès, N., & Luo, L. (2009). A review on longterm sorption solar energy storage. *A review on longterm sorption solar energy storage*.
- Nibe Energy Systems. (2015). *Nibe Heat Pumps for large apartment buildings and commercial applications*. Nibe.
- Pathak, M., Pearce, J., & Harrison, S. (2012). Effects on amorphous silicon photovoltaic performance from high-temperature. *ElSevier*, 1-5.
- Regeocities. (s.f.). *Acerca de Energía Geotérmica en ciudades*. Obtenido de Regeocities: <http://regeocities.eu/es/acerca-de-energia-geotermica-en-ciudades/>
- Rehau. (2013). *Rehau Radiant Heating Systems Design Guide*. Rehau.
- Ruschenburg, J., & Herkel, S. (2013). A Statistical analysis on market-available solar thermal heat pump systems. *Solar Energy*, 79-89.
- Semonin, O. E., Luther, J. M., & Beard, M. C. (2012). Quantum dots for next-generation photovoltaics. *Materials Today*, 1-2.
- SOLFEX LTD. (9 de Enero de 2018). *Combined Systems Domestic Hot Water & Backup Space Heating*. Obtenido de SOLFEX Energy Systems Web Site: <http://www.solfex.co.uk/Product/313-combined-systems-domestic-hot-water-amp-backup-space-heating/>
- Solimpeks Solar S.L. (2017). *Powertherm*. Obtenido de Solimpeks Solar Web Site: <http://www.solimpeks.es/product/volther-powertherm/>
- Superintendencia de Electricidad y Combustibles, Departamento de Normas y Estudios. (2010). *Resolución Exenta N°3801*. Santiago: Departamento de Normas y Estudios SEC.
- SWEP International . (2015). *SWEP*. Obtenido de www.sweep.net: <http://www.sweep.net/solutions/economizers/>
- SWEP International AB. (2015). *Economizers*. Obtenido de SWEP Web Site: <https://www.sweep.net/solutions/economizers/>
- Thermal Energy Systems Specialists. (2012). *Solar Library Mathematical Reference*. Madison, Wisconsin, USA: Thermal Energy Systems Specialist.
- Thermal Energy Systems Specialists. (2012). *Storage Tank Library Mathematical Reference*. Madison, Wisconsin, USA.
- Thermal Energy Systems Specialists. (2014). TRNSYS Mathematical Reference. En T. E. Specialists, *TRNSYS Documentation*.
- Thermal Energy Systems Specialists. (2016). *HVAC Lybrary Mathematical Reference*. TESS.
- Thibbits, T. N., Beutel, P., Grave, M., & Karcher, C. (2014). New efficiency frontiers from wafer bonded multi-junction solar cells. *Presented at the 29th European PV Solar Energy Conference and Exhibition*, 1-4.
- Trebilcock, F. (2002). *Reciprocating and Screw Compressors, Simulation Through Polynomial Expressions*. Liège: University of Liège.

- Vega, J. (2017). *Modelo de desempeño de un sistema combinado solar y de bombas de calor para calefacción y agua caliente sanitaria en un complejo residencial*. Concepción, Chile: Universidad de Concepción.
- Wang, X., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2008). Performance Investigation of Refrigerant Vapor- Injection Technique for Residential Heat Pump. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, (págs. 1-9).
- Weatherbase. (2018). *South America, Chile*. Obtenido de Weatherbase Web Site: <http://www.weatherbase.com/weather/weather-summary.php3?s=99758&cityname=Puerto+Montt%2C+Los+Lagos%2C+Chile&units=>
- Wolf Ibérica, S.A. (s.f.). *Sistemas de Energía Solar Wolf*. Madrid: Wolf Ibérica, S.A.





Estado del Arte de los Sistemas SHP

Colectores PVT

Entre las tecnologías emergentes de colectores solares se encuentran los paneles fotovoltaicos térmicos híbridos (*Photovoltaic Thermal Hybrid Colector, o PVT*). Estos sistemas utilizan células fotovoltaicas para convertir la radiación en electricidad y colectores solares térmicos para extraer el calor sobrante. Una de las principales causas de la creación de este principio es que las células fotovoltaicas aumentan su rendimiento a temperaturas más bajas. Además, se busca mayor exergía en el sistema obteniendo energía eléctrica sin desperdiciar los desechos de energía térmica de menor calidad. El diseño comercial típico es similar al de los colectores solares planos cubiertos pero incluyendo la lámina de células fotovoltaicas después de la cubierta de vidrio. Se incluyen capas de etil-vinil-acetato (EVA) encapsulando y protegiendo las células. Además, el colector térmico puede componerse de tubos o placa de flujo. Un ejemplo de diseño se presenta en la *Figura 45*.

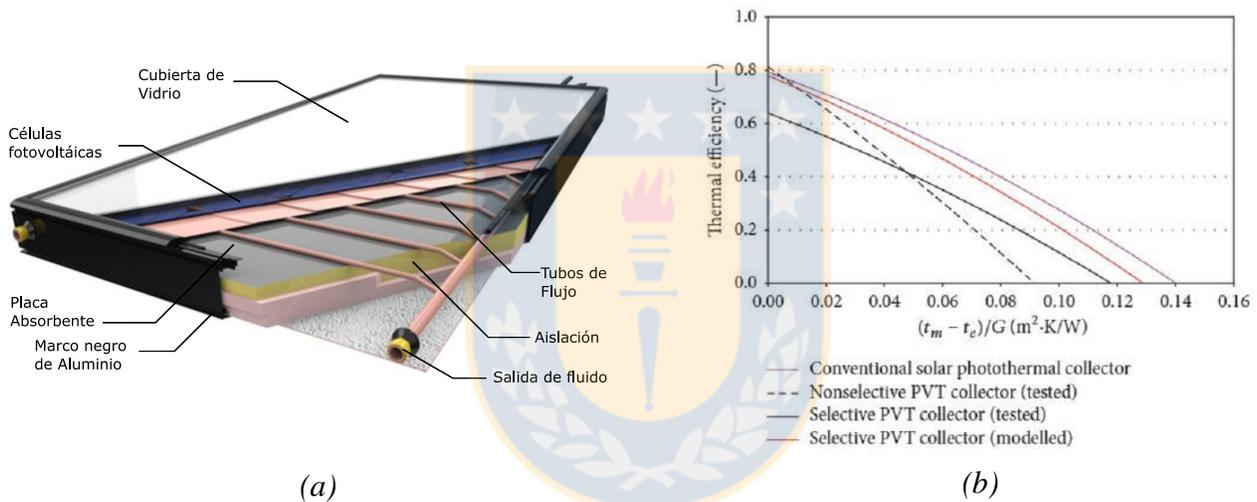


Figura 45: (a) Ejemplo de panel PVT comercial (Solimpeks Solar S.L, 2017) (b) Resultados de eficiencia térmica de colectores PVT selectivos y no selectivos con células fotovoltaicas encapsuladas con Polisiloxano. (Matuska, Sourek, Jirka, & Pokorny, 2015)

El principal problema de los paneles PVT es que los colectores solares no alcanzan su máximo rendimiento posible. Una propuesta reciente es utilizar células fotovoltaicas con menores resistividades térmicas para operar a mayores temperaturas. Si bien a altas temperaturas disminuye el rendimiento de las células, para el caso de los silicios amorfos (a-Si) se pueden alcanzar temperaturas de recocido que reviertan el efecto Staebler-Wronski (degradación por radiación). Utilizando células de a-Si depositadas directamente en la placa absorbente térmica se ha logrado recuperar hasta un 10.6% de rendimiento en el panel (Pathak, Pearce, & Harrison, 2012). Además, se ha propuesto utilizar láminas de polisiloxano de baja emisividad para operar a mayores temperaturas pero con menores pérdidas (Matuska, Sourek, Jirka, & Pokorny, 2015).

Desarrollos tecnológicos desarrollados en bombas de calor.

Ciclos que implementan economizadores se encuentran en etapa de desarrollo e implementación. Entre estos, destaca la utilización de compresores con inyección de vapor. Estos ciclos consisten en separar el refrigerante condensado en dos flujos, un flujo principal que representa un 80-90% del

total y un flujo secundario. El flujo secundario es expandido de forma separada en una válvula, bajando su temperatura y entrando en estado bifásico. Así, en un economizador, el flujo secundario recibe calor del flujo principal hasta llegar a un estado de sobrecalentamiento y ser inyectado al compresor. Estas configuraciones también permiten trabajar a grandes diferencias de temperatura entre el evaporador y el condensador. Por otro lado, el mayor subenfriamiento resulta en un mayor COP y la inyección de vapor provoca un mejor enfriamiento del compresor durante la compresión. Estos últimos dos efectos causan un aumento de la capacidad del compresor. (Wang, Hwang, & Radermacher, 2008).

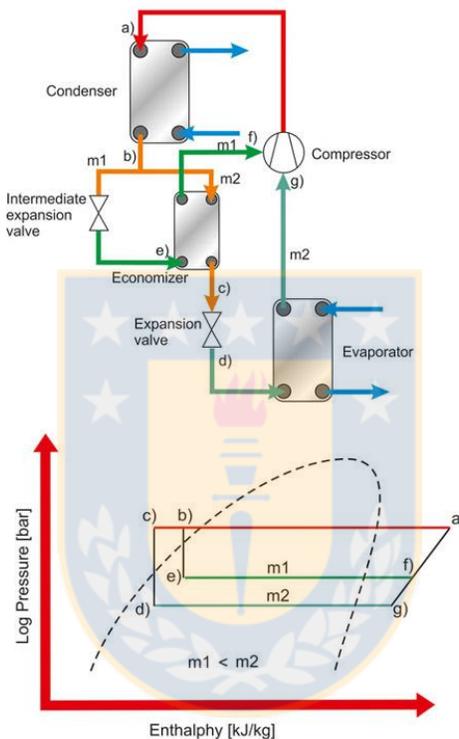


Figura 46: Esquema y diagrama P-h de un ciclo de bomba de calor con ciclo economizador incluyendo compresor con inyección de vapor. (SWEF International AB, 2015)

Sin entrar en detalles, actualmente otras tecnologías se encuentran en desarrollo en la utilización de bombas de calor en viviendas, tales como:

- Uso de ciclos con regenerador para sobrecalentar el refrigerante previo al compresor, tal como se esquematiza en la *Figura 46*. Los ciclos con regenerador aumentan la energía útil liberada por el sistema en el condensador. Sin embargo, aumenta el trabajo del compresor.
- Uso de des-sobrecalentadores (*Desuperheaters*) para poder utilizar el fluido de mayor exergía en la preparación de ACS (Agua Caliente Sanitaria) mientras el condensador opera a menores temperaturas, por ejemplo, en un sistema de piso radiante. La ventaja de este sistema es que es posible calentar agua para ACS utilizando el calor sensible del refrigerante, lo que resulta en la necesidad de un intercambiador de calor de menor tamaño.
- Uso de compresores de capacidad controlada, especialmente para bombas de calor con fuente aire, para disminuir la discordancia entre la potencia demandada y suministrada.

- Reemplazo de fluidos refrigerantes por nuevas generaciones con menor impacto ambiental, es decir, con menor potencial de daño en la capa de ozono (*Ozone Depletion Potencial, o ODP*) y potencial de calentamiento global (*Global Warming Potential, o GWP*).
- Desarrollo de compresores de poco aumento de temperatura en el refrigerante y de alto COP, como por ejemplo, turbocompresores.
- Utilización de múltiples fuentes de calor mediante varios evaporadores.

Modelación de los intercambiadores de calor de bombas geotérmicas

La modelación de los VGHX's se realiza usualmente dividiendo el problema en dos. Se realiza un submodelo para el campo cercano, o local; y un submodelo para el campo lejano, o global. El problema local, resuelto a escala temporal de minutos y horas, engloba el pozo y la tierra circundante cercana; por lo tanto es afectado fuertemente por la variabilidad a corto plazo de las condiciones de operación del sistema así como los gradientes de temperatura existentes en el VGHX. Por su lado, El problema de campo lejano o global, descrito a escala de días, meses o años; consiste en determinar la temperatura de los límites exteriores del problema local. Depende de efectos axiales y de la interferencia térmica entre distintos pozos donde se transfiera calor. Una de las aproximaciones más utilizadas para abordar el problema es utilizar *g-functions* (Eskilson, 1987). Estas funciones pueden ser obtenidas a partir de modelos analíticos, tales como el *finite line source model* (Claesson & Eskilson, 1987), o derivados de modelos numéricos.

Por su lado, en la modelación de los HGHX, las condiciones climáticas cobran importancia. La lluvia y la nieve deben ser tomadas en cuenta puesto que los calores latentes de fusión y evaporación tienen impacto en el intercambiador de calor. Además, el congelamiento de la humedad de la tierra en el entorno del intercambiador también puede ser considerado (Mei, 1986). Los modelos de los HGHX se clasifican en aquellos aplicados en loops abiertos o cerrados. Para el caso de los loops cerrados existen modelos basados en el *finite line source model* y basados en la resolución de la ecuación de transferencia de calor.



Descripción del complejo residencial

Esquemas de la planta de los departamentos se presenta en la *Figura 47*. En el presente estudio, la nomenclatura de cada tipo de departamento se mantiene.



Tipo A
78.48 (m²)



Tipo B
75.91 (m²)



Tipo C
64.99 (m²)



Tipo C1
89.89 (m²)



Tipo D
48.7 (m²)



Tipo E
63.00 (m²)



Tipo F
62.05 (m²)



Tipo G
52.34 (m²)



Tipo G2
104.56 (m²)

Figura 47: Esquema de la planta de cada uno de los 9 tipos de departamento. (Fuente: Constructora Lontué)



Datos utilizados para definir las temperaturas de confort.

Las tablas expuestas a continuación se extraen de Fanger, P. O. (1970). *Thermal Comfort, Analysis and applications y environmental engineering*. McGraw-Hill.

Tabla 45: Valores de Predicted Mean Vote (PMV) y significado. (Fanger, 1970)

PMV	Significado de PMV
3	Muy caluroso
2	Caluroso
1	Ligeramente caluroso
0	Neutro
-1	Ligeramente frío
-2	Frío
-3	Muy Frío

Tabla 46: Predicted Mean Vote para el horario de día y de noche. (Fanger, 1970)

Horario y Ropa (Iclo)	Temperatura ambiente (°C)	PMV
Día	20	-0.32
Iclo=1	22	0.13
Noche	18	-0.06
Iclo=1.5	20	0.28





Información técnica de los equipos modelados

Bombas de calor

A continuación, se presentan los datos introducidos al mapa de rendimiento de la bomba de calor del sistema de calefacción en operación aire-agua. Los datos están normalizados con respecto a la capacidad nominal de 9.01 (kW) y al consumo eléctrico nominal 2.03 (kW) obtenidos para temperaturas de aire de 7 (°C) y de agua 30 (°C) (A7W30) y se muestran en la *Tabla 47*. Posterior a esto, se presentan los datos que componen el mapa de rendimiento de la misma bomba de calor teórica cuando utiliza un evaporador con agua como fuente de energía. Tres tablas con datos de rendimiento se presentan, obtenidas al realizar simulaciones con 3 flujos diferentes en el lado del agua fuente de energía del equipo. Además, los datos están normalizados con respecto a una capacidad nominal de 9.56 (kW) y un consumo de 2.13 (kW), correspondientes a los resultados obtenidos en el modelo al operar con flujo nominal de agua y A7W30.

Nótese que en el sistema de ACS estos mismos mapas de rendimiento han sido utilizados para una bomba de calor de mayor capacidad. Luego, como los datos están normalizados por capacidad del equipo, TRNSYS sólo aplica un factor de escala.



Tabla 47: Datos de capacidad de calefacción y consumo de la bomba de calor teórica modelada al operar en modo aire-agua. Tal como se presentan, los valores se ingresan a TRNSYS normalizados con respecto a la capacidad de 9.01(kW) y consumo nominales del equipo de 2.03 (kW).

Agua entrante (°C)	25			30			35			40			45			50			55		
Aire ambiente (°C)	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP
-15	0,55	0,75	3,15	0,55	0,83	2,84	0,55	0,92	2,58	0,55	1,02	2,35	0,56	1,11	2,16	0,56	1,22	1,99	0,56	1,31	1,85
-7	0,69	0,80	3,73	0,69	0,89	3,36	0,69	0,98	3,04	0,69	1,09	2,76	0,70	1,20	2,51	0,70	1,31	2,30	0,70	1,43	2,12
-2	0,79	0,83	4,12	0,79	0,93	3,70	0,79	1,03	3,34	0,79	1,13	3,03	0,80	1,25	2,76	0,80	1,36	2,52	0,80	1,49	2,31
2	0,88	0,86	4,43	0,88	0,96	3,97	0,88	1,06	3,58	0,88	1,17	3,24	0,88	1,29	2,95	0,88	1,41	2,69	0,88	1,54	2,47
7	1,00	0,89	4,83	1,00	1,00	4,31	1,00	1,11	3,89	1,00	1,23	3,51	1,00	1,35	3,19	1,00	1,48	2,91	0,99	1,61	2,66
15	1,21	0,95	5,50	1,21	1,01	5,15	1,21	1,19	4,39	1,20	1,31	3,96	1,20	1,44	3,59	1,20	1,58	3,26	1,19	1,72	2,98
20	1,36	0,99	5,92	1,35	1,11	5,27	1,35	1,23	4,72	1,34	1,37	4,25	1,34	1,51	3,85	1,34	1,65	3,50	1,33	1,80	3,19
30	1,68	1,08	6,72	1,67	1,20	6,03	1,66	1,33	5,40	1,65	1,47	4,84	1,65	1,62	4,38	1,64	1,78	3,96	1,63	1,95	3,61
40	2,05	1,22	7,21	2,02	1,31	6,68	2,01	1,44	6,04	2,00	1,59	5,44	1,98	1,75	4,91	1,97	1,92	4,44	1,96	2,10	4,03
50	2,48	1,52	7,05	2,43	1,50	6,99	2,39	1,58	6,55	2,37	1,71	5,98	2,35	1,88	5,41	2,34	2,06	4,91	2,32	2,25	4,45

Tabla 48: Datos de capacidad de calefacción y consumo de la bomba de calor teórica modelada al operar en modo agua-agua con un flujo nominal de agua en el lado fuente de 1188 (kg/h) .Tal como se presentan, los valores se ingresan a TRNSYS normalizados con respecto a la capacidad de 9.56(kW) y consumo nominales del equipo de 2.13 (kW).

Agua lado carga (°C)	25			30			35			40			45			50			55		
Agua lado fuente (°C)	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP
2	0,88	0,86	4,96	0,88	0,96	4,41	0,87	1,06	3,96	0,86	1,17	3,55	0,85	1,28	3,22	0,85	1,40	3,22	0,84	1,52	2,66
7	1,01	0,89	5,43	1,00	1,00	4,82	0,99	1,11	4,30	0,98	1,22	3,86	0,97	1,34	3,49	0,96	1,47	3,49	0,95	1,60	2,88
15	1,24	0,96	6,21	1,22	1,07	5,50	1,21	1,19	4,90	1,20	1,32	4,39	1,19	1,45	3,95	1,17	1,58	3,95	1,16	1,72	3,25
22	1,46	1,03	6,81	1,44	1,14	6,09	1,42	1,26	5,44	1,41	1,40	4,86	1,39	1,54	4,37	1,38	1,68	4,37	1,36	1,83	3,58
30	1,75	1,17	7,22	1,72	1,24	6,68	1,69	1,35	6,02	1,67	1,49	5,40	1,65	1,64	4,85	1,63	1,80	4,85	1,60	1,96	3,95
40	2,17	1,48	7,06	2,12	1,46	6,97	2,07	1,51	6,59	2,04	1,63	6,02	2,01	1,78	5,43	1,98	1,95	5,43	1,95	2,12	4,44
50	2,62	1,74	7,27	2,58	1,82	6,84	2,52	1,82	6,67	2,45	1,83	6,44	2,41	1,96	5,94	2,37	2,11	5,94	2,33	2,29	4,91
60	3,09	1,92	7,76	3,06	2,11	6,99	3,01	2,20	6,58	2,94	2,23	6,35	2,86	2,21	6,23	2,80	2,33	6,23	2,75	2,50	5,31
70	3,56	1,97	8,71	3,56	2,34	7,32	3,52	2,53	6,70	3,46	2,64	6,31	3,38	2,70	6,04	3,28	2,65	6,04	3,21	2,76	5,61
80	4,04	1,86	10,4	4,06	2,48	7,90	4,04	2,83	6,90	3,99	3,01	6,39	3,92	3,13	6,04	3,83	3,20	6,04	3,72	3,16	5,68

Tabla 49: Datos de capacidad de calefacción y consumo de la bomba de calor teórica modelada al operar en modo agua-agua con un flujo de agua en el lado fuente de 680.9 (kg/h) .Tal como se presentan, los valores se ingresan a TRNSYS normalizados con respecto a la capacidad de 9.56(kW) y consumo nominales del equipo de 2.13 (kW).

Agua lado carga (°C)	25			30			35			40			45			50			55		
Agua lado fuente (°C)	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP
2	0,91	0,87	5,06	0,89	0,96	4,47	0,88	1,06	3,98	0,86	1,17	3,55	0,85	1,28	3,20	0,83	1,39	2,89	0,82	1,48	0,55
7	0,90	0,86	5,04	0,90	0,96	4,48	0,89	1,07	4,02	0,89	1,18	3,63	0,89	1,30	3,29	0,88	1,42	3,00	0,88	1,55	0,57
15	1,08	0,92	5,69	1,08	1,03	5,06	1,07	1,14	4,53	1,06	1,26	4,07	1,06	1,39	3,68	1,05	1,52	3,35	1,09	1,65	0,66
22	1,26	0,97	6,27	1,25	1,08	5,58	1,24	1,20	4,98	1,24	1,33	4,48	1,23	1,47	4,05	1,22	1,61	3,67	1,21	1,75	0,69
30	1,48	1,04	6,85	1,48	1,15	6,23	1,45	1,27	5,50	1,44	1,41	4,94	1,44	1,55	4,45	1,43	1,70	4,03	1,41	1,86	0,76
40	1,78	1,19	7,22	1,76	1,25	6,75	1,74	1,37	6,11	1,73	1,51	5,50	1,71	1,66	4,96	1,70	1,83	4,49	1,69	2,00	0,84
50	2,16	1,43	7,29	2,09	1,44	6,98	2,05	1,50	6,58	2,03	1,63	6,01	2,01	1,79	5,44	2,00	1,95	4,93	1,98	2,02	0,98
60	2,49	1,67	7,18	2,46	1,73	6,83	2,41	1,72	6,73	2,37	4,23	2,69	2,34	1,92	5,86	2,32	2,09	5,35	2,30	2,28	1,01
70	-	-	-	2,92	2,03	6,92	2,80	2,06	6,56	2,74	2,03	6,50	2,69	2,11	6,16	2,66	2,26	5,69	2,63	2,43	1,08
80	-	-	-	3,23	2,20	7,09	3,20	2,32	6,63	3,15	2,40	6,30	3,08	2,39	6,22	3,03	2,47	5,92	2,99	2,63	1,14

Tabla 50: Datos de capacidad de calefacción y consumo de la bomba de calor teórica modelada al operar en modo agua-agua con un flujo de agua en el lado fuente de 2724 (kg/h) .Tal como se presentan, los valores se ingresan a TRNSYS normalizados con respecto a la capacidad de 9.56(kW) y consumo nominales del equipo de 2.13 (kW).

Agua lado carga (°C)	25			30			35			40			45			50			55		
Agua lado fuente (°C)	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP	Cap	Con	COP
2	0,95	0,88	5,20	0,93	0,98	4,59	0,91	1,08	4,08	0,88	1,19	3,28	0,88	1,29	3,58	0,87	1,41	2,96	0,85	1,53	2,68
7	1,11	0,93	5,80	1,09	1,03	5,11	1,07	1,14	4,54	1,05	1,26	3,62	1,03	1,37	4,04	1,01	1,49	3,26	0,99	1,62	2,95
15	1,41	1,02	6,68	1,38	1,12	5,94	1,36	1,24	5,29	1,34	1,37	4,21	1,31	1,50	4,70	1,29	1,64	3,78	1,26	1,78	3,41
22	1,70	1,14	7,18	1,66	1,22	6,58	1,63	1,33	5,89	1,60	1,47	4,71	1,57	1,61	5,25	0,15	1,76	4,23	1,51	1,91	3,82
30	2,10	1,43	7,05	2,03	1,40	6,99	1,98	1,47	6,49	1,94	1,59	5,26	1,90	1,74	5,86	1,86	1,90	4,73	1,82	2,06	5,26
40	2,65	1,75	7,29	2,59	1,82	6,84	2,51	1,81	6,67	2,43	1,82	5,89	2,37	1,94	6,43	2,32	2,09	5,35	2,27	2,26	4,83
50	3,23	1,95	8,00	3,19	2,18	7,05	3,12	2,28	6,60	3,03	2,32	6,24	2,92	2,26	6,30	2,84	2,35	5,82	2,77	2,51	5,32
60	3,84	1,94	9,55	3,83	2,43	7,60	3,78	2,69	6,77	3,69	2,81	6,03	3,59	2,87	6,34	3,46	2,80	5,95	3,35	2,85	5,66
70	4,42	1,49	14,26	4,50	2,53	8,58	4,47	3,01	7,16	4,40	3,28	6,06	4,29	3,41	6,46	4,17	3,49	5,75	4,03	3,48	5,56
80	5,16	1,03	24,15	5,16	2,33	10,66	5,19	3,23	7,75	5,12	3,67	6,13	5,03	3,96	6,72	4,90	4,12	5,73	4,75	4,24	5,40

