



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

ANÁLISIS TRANSIENTE DE UN SISTEMA DE BOMBA DE CALOR ACOPLADO A
UNA PISCINA DOMÉSTICA COMO FUENTE FRÍA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

WALTER ERNESTO SCHNEIDER MELGAREJO

PROFESOR GUÍA:
JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ROBERTO ROMÁN LATORRE
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

SANTIAGO DE CHILE
2018

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: WALTER ERNESTO SCHNEIDER MELGAREJO
FECHA: 2018
PROF. GUÍA: JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

ANÁLISIS TRANSIENTE DE UN SISTEMA DE BOMBA DE CALOR ACOPLADO A UNA PISCINA DOMÉSTICA COMO FUENTE FRÍA

Los sistemas de calefacción representan una de las principales fuentes de consumo energético a nivel doméstico. Por ello surge la necesidad de buscar sistemas de elevada eficiencia y que no estén asociados a la generación de gases contaminantes. Una bomba de calor resulta una opción favorable pues su alta eficiencia se basa en un funcionamiento como transportador de calor, y no a través de una conversión directa. En particular, durante el invierno, las temperaturas máximas que se presentan en Santiago no superan los 20 [°C] y las temperaturas mínimas llegan a ser menores a los 4 [°C], presentando una alta demanda de calefacción durante este periodo. A su vez, debido a las bajas temperaturas, el uso que se hace de una piscina es casi nulo. En este contexto, el objetivo de la presente Memoria fue evaluar, en términos termodinámicos y económicos, la configuración de un sistema de calefacción a través de una bomba de calor, considerando una piscina como fuente de calor.

Dentro de la literatura, se han investigado extensamente este tipo de sistemas, tanto a nivel de modelación del ciclo de compresión de vapor como de instalaciones térmicas de bombas de calor. Sin embargo, no se han presentado investigaciones que cuantifiquen el desempeño ni factibilidad económica de una instalación de características similares y que, además, considere las fluctuaciones de las condiciones ambientales a lo largo del periodo de invierno. Un modelo que captura este comportamiento transiente fue desarrollado utilizando la plataforma TRNSYS, para las localidades de Concepción, Santiago y Valparaíso. Por su parte, se empleó el programa EES para modelar el comportamiento en estado estacionario de la bomba de calor. Se propone un análisis termodinámico y económico para evaluar el desempeño termodinámico y los potenciales beneficios, en términos de ahorro, de la configuración.

Los resultados muestran un rendimiento bajo de la configuración, en términos del COP, respecto a su valor nominal, debido a las bajas temperaturas que alcanza la piscina. Debido a esto, la configuración presenta ahorros cuando la demanda de calefacción es alta, la cual depende del área superficial de la vivienda y las condiciones ambientales de la localidad. Las dimensiones de la piscina, por su parte, influyen principalmente en el ratio de la capacidad de calefacción de la bomba de calor respecto a su valor nominal, pero no en el rendimiento de la configuración.

Se concluye que se presentan ahorros a partir de tamaños de vivienda mayores a los 310 [m²] en las ciudades de Concepción y Santiago, con una capacidad de calefacción nominal de 14 [kW] como la mejor alternativa entre las analizadas. En ese contexto, cabe mencionar que la entalpía de fusión del agua de la piscina no fue considerada y el modelo de vivienda y radiador posee un nivel de modelación simple.

A mis abuelitas, Ercira e Hilda

Agradecimientos

Seis son los años de formación y aprendizaje los cursados en esta universidad. Seis años que finalizan con esta memoria que me abre paso a un mundo nuevo de conocimientos por adquirir y aplicar. Para mi suerte, muchas son las personas que durante este tiempo me entregaron su cariño y apoyo, permitiéndome establecer y lograr diversas metas, llevándome a ser quien soy hoy en día. Quiero transmitir mis agradecimientos a todos aquellos que contribuyeron al desarrollo de esta memoria:

A mis padres Walter y Sabina, por el amor y apoyo incondicional, entregándome desde el primer día todas las herramientas necesarias para crecer y llegar a ser quien soy actualmente. En el trayecto de mi vida su cariño y preocupación siempre ha estado presente, y junto a ellos se avanza con menos peso sobre los hombros.

A mis hermanas Daniela y Paola, y sobrinos Baru, Waira y Zumbi, con quienes paso innumerables momentos de alegría, brindándome su apoyo de diversas maneras y apoyándome a ampliar mi visión del mundo desde distintas perspectivas de la vida.

A los miembros de mi comisión, quienes me ayudaron directamente a la realización de esta memoria, depositando su confianza para realizar esta investigación. En primer lugar agradezco a mi profesor guía, José Miguel Cardemil, por la orientación, apoyo, conocimientos, constantes consejos y corrección meticulosa de todo el texto, lo que, además de contribuir a la realización de este trabajo, también contribuyó a mi formación como profesional. Agradezco también a mi profesor co-guía, Roberto Román, por la orientación, consejos y consideraciones a tomar en cuenta en el desarrollo de la memoria, desde un punto de vista más técnico.

A mis amigos y amigas, especialmente a Gabriel, Vicente, Andrés, Jean, Sebastián, Ricardo y Danilo; con quienes, además de estudiar y superar cada control que se nos presentó, compartimos gratos y cómicos momentos, teniendo una vida universitaria llena de risas, cariño y apoyo mutuo, un equipo de grandes personas.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	3
1.2. Organización del texto	4
2. Revisión Bibliográfica	5
2.1. Tipos de Simulación	5
2.1.1. Simulación en Estado Estacionario	6
2.1.2. Simulación Transiente	6
2.2. Modelos de Simulación de un Ciclo de Compresión de Vapor	6
2.2.1. Modelación de Intercambiadores de calor	7
2.2.2. Modelación del Compresor y Válvula de Expansión	9
2.3. Simulación de Bombas de Calor en TRNSYS	9
2.4. Simulación Térmica de la Piscina	10
2.5. Conclusiones	11
3. Modelación de Componentes	13
3.1. Bomba de calor	13
3.1.1. Modelo Matemático	14
3.1.2. Determinación de Parámetros	20
3.1.3. Resultados	22
3.2. Piscina	25
3.2.1. Modelo Matemático	25
3.2.2. Pérdidas de Calor	26
3.2.3. Ganancias de Calor	28
3.2.4. Resultados	29
3.3. Conclusiones	30
4. Metodología	32
4.1. Procedimiento General	33
4.2. Descripción del Modelo de Simulación Transiente	33
4.2.1. Descripción de la configuración	34
4.2.2. Parámetros de la simulación	35
4.2.3. Datos meteorológicos	36
4.2.4. Bomba de calor	37
4.2.5. Radiador	38
4.2.6. Vivienda	39

4.2.7. Estanque	40
4.2.8. Piscina	40
4.2.9. Controlador	41
4.3. Análisis Económico	42
4.4. Conclusiones	44
5. Resultados y Análisis	46
5.1. Indicadores de Desempeño	46
5.2. Análisis de Desempeño	47
5.2.1. Área superficial de la piscina	48
5.2.2. Capacidad de calefacción	50
5.2.3. Área superficial de la vivienda	53
5.2.4. Localidad	57
5.3. Indicadores Económicos	60
5.4. Análisis Económico	61
6. Conclusiones	67
Bibliografía	71
A. Descripción del modelo de vivienda	72

Índice de Tablas

3.1. Valores de entrada según catálogo.	20
3.2. Puntos de operación nominales considerados para el proceso de optimización.	21
3.3. Parámetros determinados en el proceso de optimización bajo condiciones nominales.	22
3.4. Comparación del error en la potencia del compresor: sobre los 144 puntos de operación y sólo considerando puntos donde $T_{wis} < T_{wil}$	24
3.5. Comparación del error en la capacidad de calefacción: sobre los 144 puntos de operación y sólo considerando puntos donde $T_{wis} < T_{wil}$	24
3.6. Valores de parámetros de entrada para matriz extrapolada.	24
4.1. Especificación de componentes de la configuración en TRNSYS	35
4.2. Valores promedio de datos meteorológicos extraídos del archivo TMY	36
4.3. Variación de parámetros nominales en cada bomba de calor.	38
5.1. Resultados del análisis termodinámico y económico - $A_h = 340[m^2]$ y $A_p = 20[m^2]$	66
A.1. Propiedades de los materiales que constituyen las paredes de la vivienda	73
A.2. Propiedades de los elementos estructurales de la vivienda	74

Índice de Ilustraciones

1.1.	Temperaturas máxima, mínima y media mes a mes en Santiago en grados centígrados.	2
2.1.	Modelo del sistema: entradas y conexiones entre componentes.	7
2.2.	Modelo de evaporador según MB.	8
2.3.	Modelo de evaporador según FCV.	9
3.1.	<i>Esquema del sistema de una Bomba de calor</i>	15
3.2.	Bomba de calor (a) <i>Esquema de componentes</i> (b) <i>Diagrama T-s del ciclo</i> . .	16
3.3.	Configuración de bomba de calor agua-agua. (a) <i>Componentes considerados dentro del ciclo</i> (b) <i>Diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión de vapor.</i>	17
3.4.	Bomba de calor SP1355 V036W: Modelo versus Catálogo (a) <i>Capacidad de calefacción</i> (b) <i>Potencia.</i>	23
3.5.	Bomba de calor SP1355 V060W: Modelo versus Catálogo (a) <i>Capacidad de calefacción</i> (b) <i>Potencia.</i>	23
3.6.	Flujos de calor y masa en la piscina.	26
3.7.	Ganancias y pérdidas de calor involucrados en el balance energético de la piscina en la ciudad de Santiago con $Q_{L,nom} = 9[kW]$, $A_p = 20[m^2]$ y $A_h = 250[m^2]$	30
4.1.	Distribución de componentes en la configuración implementada en TRNSYS.	34
4.2.	Modelo de simulación transiente implementado en TRNSYS	35
4.3.	GHI horario de un año típico (a) <i>Concepción</i> (b) <i>Santiago</i> (c) <i>Valparaíso</i> . .	37
4.4.	Perfil de temperaturas de la configuración: Santiago, 1 de Julio, 9 [kW] capacidad de calefacción nominal, 20 $[m^2]$ de área superficial de piscina y 250 $[m^2]$ superficiales de casa.	42
5.1.	Variación del ratio de funcionamiento en función del área superficial de la piscina en la ciudad de Santiago con 14 [kW] de capacidad de calefacción nominal de la bomba de calor.	48
5.2.	Variación de la capacidad de calefacción y la temperatura de piscina promedio diaria durante el periodo de invierno en la ciudad de Santiago con $Q_{L,nom} = 14[kW]$ y $A_h = 340[m^2]$ (a) $A_p = 10[m^2]$ (b) $A_p = 30[m^2]$	49
5.3.	Variación del \overline{COP}_{hp} en función de A_p , $A_h = 340[m^2]$, Concepción.	50
5.4.	Variación de R_{func} en función de $Q_{L,nom}$, $A_p = 20[m^2]$, Concepción.	51
5.5.	Variación de R_{conf} en función de $Q_{L,nom}$, $A_p = 20[m^2]$, Santiago.	52
5.6.	Variación de \overline{COP}_{hp} en función de $Q_{L,nom}$, $A_p = 20[m^2]$, Valparaíso.	53

5.7.	Variación del \overline{COP}_{sist} en función A_h , $Q_{L,nom} = 16[kW]$, Valparaíso.	54
5.8.	Variación de R_{conf} en función de A_h , $Q_{L,nom} = 6[kW]$, Valparaíso.	55
5.9.	Distribución de horas de funcionamiento durante el periodo de invierno en la ciudad de Valparaíso con $Q_{L,nom} = 6[kW]$ y $A_p = 20[m^2]$	56
5.10.	Variación de R_{func} presente en cada localidad en función de A_h , $Q_{L,nom} = 12[kW]$ y $A_p = 20[m^2]$	57
5.11.	Variación de R_{conf} presente en cada localidad con $A_h = 250[m^2]$ y $A_p = 10[m^2]$	58
5.12.	Variación de R_{func} presente en cada localidad con $Q_{L,nom} = 9[kW]$ y $A_p = 20[m^2]$	59
5.13.	Distribución del calor suministrado a la vivienda Q_{hx} con $Q_{L,nom} = 14[kW]$ y $A_p = 20[m^2]$	59
5.14.	Variación del \overline{COP}_{hp} presente en cada localidad con $A_h = 310[m^2]$ y $A_p = 20[m^2]$	60
5.15.	Variación del LCS en función de $Q_{L,nom}$ y A_h (a) <i>Concepción</i> , $A_p = 20[m^2]$ (b) <i>Santiago</i> , $A_p = 20[m^2]$	62
5.16.	Variación del LCS en función de $Q_{L,nom}$ en Santiago con $A_p = 20[m^2]$ y $A_h = 340[m^2]$ (a) <i>Variación del \overline{COP}_{sist}</i> (b) <i>Variación de la razón $\frac{C_s}{\overline{COP}_{sist}}$</i>	63
5.17.	Variación del LCS en función de A_p , $A_h = 250[m^2]$, Valparaíso.	64
5.18.	Variación del LCS presente en cada localidad (a) $Q_{L,nom} = 14[kW]$, $A_p = 20[m^2]$ (b) $A_h = 340[m^2]$, $A_p = 20[m^2]$	65
A.1.	Ilustración de la geometría considerada para la vivienda	73
A.2.	Materiales que constituyen la pared de la vivienda	73

Nomenclatura

- A - Área [m^2]
 c - Factor de volumen de espacio muerto [-]
 C_p - Capacidad calorífica [$\frac{kJ}{K}$]
 c_p - Calor específico [$\frac{kJ}{kgK}$]
 CAP - Capacitancia total de la vivienda [$\frac{kJ}{K}$]
 cap - Capacitancia por metro cuadrado de la vivienda [$\frac{kJ}{m^2K}$]
 E - Error [-]
 F - Factor de tamaño de vivienda [-]
 G - Radiación Global [$\frac{W}{m^2}$]
 h - Coeficiente de transferencia de calor por convección [$\frac{W}{m^2K}$]
 h^* - Altura promedio de la piscina [m]
 k - Factor de conversión de flujo convectivo [-]
 m - Masa [kg]
 \dot{m} - Flujo másico [$\frac{kg}{s}$]
 P - Presión [Pa]
 PD - Desplazamiento de pistón [cfm]
 Q - Calor [kJ]
 \dot{Q} - Flujo de calor [kW]
 R - Ratio [-]
 T - Temperatura [$^{\circ}C$]
 UA - Coeficiente de transferencia [$\frac{W}{K}$]
 V - Volumen [m^3]
 v - Volumen específico [$\frac{m^3}{kg}$]
 W - Trabajo [kJ]
 \dot{W} - Entrada de trabajo [kW]
 w - Velocidad del viento [$\frac{m}{s}$]
 α - Coeficiente de absorción efectiva [-]
 γ - exponente politrópico [-]
 ε - Emisividad infraroja, eficiencia de intercambio [-]
 η - Eficiencia [-]
 ρ - Densidad [$\frac{kg}{m^3}$]
 σ - Constante de Stefan-Boltzmann = $5,77 \cdot 10^{-8}$ [$\frac{W}{m^2K^4}$]

Índices

a - aire
amb - ambiente
c - condensador, compresor
cat - catálogo
cond - conducción al suelo
conf - confort
dis - descarga
e - evaporador
evap - evaporación
func - funcionamiento
gain - ganancia
hp - bomba de calor
hx - radiador
i - entrada
k - compresor
L - carga
loss - pérdida
max - máximo
min - mínimo
nom - nominal
o - salida
p - piscina
r - refrigerante, vivienda
S - fuente
sh - sobrecalentado
s - superficial
sat - saturado
sist - sistema
sim - simulación
sky - cielo
sol - radiación solar
suc - succión
sup - suministro
t - total
tank - estanque
v - válvula
v - vapor
w - agua

Siglas

EES - Engineering Equation Solver

LCS - Life-Cycle Savings

NUT - Número de Unidades de Transferencia

PWF - Present Worth Factor

RMS - Root Mean Square

TMY - Typical Meteorological Year

TRNSYS - Transient System Simulation Tool

Capítulo 1

Introducción

Hoy en día es común encontrar sistemas de refrigeración en edificios residenciales o de oficinas, cuyo funcionamiento básico de estos se basa en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Sin embargo, en cuanto a la calefacción durante la estación invernal, los sistemas mayormente utilizados corresponden a estufas que generan calor a partir de la combustión de productos derivados del petróleo o a través del calor generado por una resistencia eléctrica. En el primer caso, la combustión de este tipo de combustibles conlleva la generación de gases contaminantes y, además, resulta necesario considerar procesos de ventilación en el lugar debido al consumo de oxígeno. Para el segundo, el consumo eléctrico puede llegar a niveles muy elevados, a costa de una eficiencia máxima igual a la unidad (en términos del calor generado y la energía eléctrica consumida). Como los sistemas de calefacción llegan a ser una de las principales fuentes de consumo energético doméstico, surge la necesidad por encontrar sistemas de mayor eficiencia y que no involucre la generación de gases contaminantes.

Es aquí donde surge la motivación por analizar una opción no muy difundida en Chile: la bomba de calor. Su sistema se utiliza bastante pero en su formato reversible, es decir, en sistemas de refrigeración como en aires acondicionados y en refrigeradores. Su alta eficiencia se basa en su funcionamiento ya que transporta calor, en vez de generarlo. El objetivo de una bomba de calor es elevar la temperatura del líquido refrigerante por compresión para permitir la transferencia de calor hacia el medio a calentar. El ciclo de una bomba de calor se compone por cuatro procesos. Primero el líquido refrigerante absorbe el calor ya sea del aire, del suelo o del agua y se convierte en vapor. Después el vapor pasa por un compresor que lo comprime haciendo que su temperatura suba. Luego este vapor, con una gran concentración de energía, cede calor ya sea a una habitación o a agua sanitaria. Por último, se expande a través de una válvula para volver al inicio del ciclo. Así su función principal consiste en el transporte de energía de un lugar físico al otro.

En la presente memoria, la configuración de la bomba de calor considera una piscina doméstica como fuente de calor, con tal de proveer de agua caliente para la calefacción del interior de un domicilio. Es común encontrar estudios donde el objetivo consista en calentar una piscina más que considerarla una fuente de calor para una bomba de calor. No obstante, durante los meses de invierno, es casi nulo el uso que se hace de una piscina en regiones próximas a Santiago debido a las bajas temperaturas que se presentan a partir de mediados

de Mayo hasta finales de Septiembre, como es posible notar en la Figura 1.1. De esta manera, realizar una inversión en el flujo del refrigerante, y considerar a la piscina como una fuente de calor, constituye una idea atractiva al considerar la gran cantidad de energía que es posible extraer desde una piscina de medianas dimensiones. Sin embargo, debido a las dimensiones de la piscina, su temperatura no se mantiene constante durante el funcionamiento de la bomba, puesto que representa una fuente finita de energía comparada con el suelo o el aire ambiente. De ahí que considerar la reducción en la temperatura de la piscina y como esta afecta el desempeño de la bomba de calor, constituye uno de los puntos más importantes a considerar y analizar en el sistema. La configuración de este sistema es comercializado por la empresa ENERGEN, una empresa de servicios de ingeniería del sector de energía renovable y medio ambiente. No obstante, la empresa justifica la instalación de la configuración sólo en viviendas que cuenten con más de 250 $[m^2]$ de área superficial. Por otro lado, cabe destacar que la configuración también posee la función de temperar la piscina durante el verano.

Por último, es importante agregar que estos sistemas operan con inicios y paradas en el flujo del refrigerante con la intención de modular la capacidad de transferencia de calor en el evaporador y condensador. Además, la temperatura ambiente junto con la temperatura de la piscina y del interior de la vivienda varían considerablemente a medida que transcurre el invierno. Por ese motivo, resulta necesario tomar en cuenta todas las variables y variaciones involucradas con tal de determinar el desempeño de una bomba de calor y analizar su factibilidad técnica y económica en un análisis transiente, es decir, considerando la variable temporal en las ecuaciones que gobiernan el ciclo y sus componentes auxiliares.

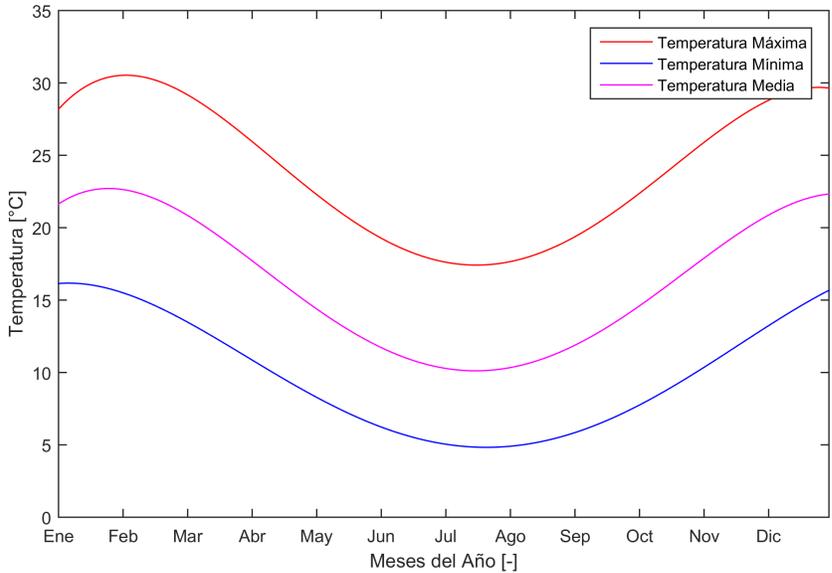


Figura 1.1: Temperaturas máxima, mínima y media mes a mes en Santiago en grados centígrados.

1.1. Objetivos

Objetivo General

Determinar el desempeño termodinámico y económico de una bomba de calor “agua-agua”, en una aplicación doméstica y analizar la factibilidad de configuraciones alternativas del dispositivo en diferentes ciudades del país.

Objetivos Específicos

- Confeccionar un modelo computacional en estado estacionario de una bomba de calor.
- Validar modelo y extrapolar condiciones de diseño de la bomba de calor.
- Adaptar y verificar el modelo matemático de la piscina según su función como fuente de calor.
- Elaborar un modelo transiente a partir de la matriz de desempeño de la bomba de calor.
- Determinar y evaluar indicadores referentes al desempeño termodinámico y factibilidad económica de la configuración.
- Analizar y concluir la factibilidad de la configuración según los parámetros de la simulación transiente.

Alcances

El presente trabajo de memoria consiste en la elaboración de un modelo computacional de una bomba de calor “water-to-water“, con una posterior validación considerando datos de catálogo, con tal de realizar un análisis transiente y determinar el desempeño de la bomba. El modelo en estado estacionario se realiza mediante programa EES (Engineering Equation Solver), y la simulación transiente mediante el programa TRNSYS.

El análisis termodinámico y económico sólo considera el periodo otoño-invierno, desde el 15 de Mayo hasta el 30 de Septiembre, en tres localidades de la zona central. Por ello, sólo se evalúa el desempeño de la bomba de calor en una aplicación de calefacción.

Las licencias y derechos de uso de los softwares, así como los equipos computacionales, son de propiedad del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile.

1.2. Organización del texto

La presente memoria se ha organizado en 6 capítulos, empezando por esta introducción.

En el Capítulo 2 se presenta una revisión bibliográfica enfocada en sistemas de calefacción con bombas de calor, en modelos de ciclos de compresión de vapor descritos en la literatura, además del modelo propuesto para el balance energético de la piscina. La revisión proporciona información relevante respecto al desarrollo de los modelos matemáticos de la bomba de calor y la piscina, así como el modelo de simulación de la configuración final.

En el Capítulo 3 se presentan los modelos matemáticos empleados para la simulación de la bomba de calor y la piscina. Respecto a la bomba de calor, se describen las características principales del ciclo, los supuestos considerados para su formulación, la descripción del proceso de determinación de parámetros del ciclo, para luego finalizar con los resultados obtenidos de este proceso realizado con datos de catálogo de una bomba de calor agua-agua. Para la piscina, se describen los principales mecanismos de transferencia de calor considerados en el balance energético, la adaptación realizada en la presente investigación y los resultados obtenidos del balance térmico de la piscina.

En el Capítulo 4 se presenta la metodología empleada para la evaluación termodinámica y económica de la instalación, además de la descripción del modelo de simulación transiente. Para el análisis económico, se describe el método P_1, P_2 empleado para determinar los ahorros de ciclo de vida de la instalación. Con respecto al modelo de simulación, se describen cada uno de los componentes involucrados en la configuración final, los supuestos considerados en cada uno de ellos y el sistema de control utilizado para mantener un nivel de confort térmico al interior de la vivienda.

En el Capítulo 5 se presentan los indicadores de desempeño termodinámico y económico, junto con los resultados obtenidos del análisis de desempeño y factibilidad económica. Tanto en el análisis de desempeño como en el económico, la configuración se analiza en función de cuatro parámetros variables: área superficial de la piscina, área superficial de la vivienda, capacidad de calefacción nominal de la bomba de calor y la localidad.

Finalmente en el Capítulo 6 se presentan las conclusiones del presente estudio, además de las recomendaciones para trabajos futuros.

Capítulo 2

Revisión Bibliográfica

Dentro de la literatura no es usual encontrar investigaciones referentes al estudio de instalaciones de bombas de calor considerando una piscina doméstica como fuente de calor. No obstante, sí es frecuente encontrar un vasto número de investigaciones respecto a instalaciones térmicas que aplican un ciclo de compresión de vapor en su configuración utilizando distintos métodos de resolución. Durante los últimos años, han sido múltiples los avances en cuanto al nivel de modelación de estos sistemas, donde los tiempos de resolución se han reducido en gran medida debido a la elaboración de modelos de menor consumo de recursos computacional y de gran precisión.

En este capítulo se presenta toda la información relevante obtenida de la revisión bibliográfica. El desarrollo general de la memoria junto con los modelos elaborados sobre los principales componentes, se apoyan y justifican en función de esta revisión, tomando en cuenta también los objetivos de la investigación ya mencionados.

2.1. Tipos de Simulación

Comúnmente se realizan dos tipos de simulación: en régimen estacionario y transiente. El análisis en régimen estacionario sólo permite determinar el desempeño de la instalación según un estado fijo, es decir, con condiciones termodinámicas estables en el tiempo. Un análisis transiente, por su parte, posibilita su cálculo durante la puesta en marcha, en operación normal, durante el apagado del sistema y, además, considerar variaciones de las condiciones ambientales. Últimamente, las simulaciones a través de programas computacionales han pasado a ser una herramienta útil y habitual en la evaluación del diseño de sistemas de compresión de vapor. La modelación de este tipo de sistemas resulta ser una tarea compleja, en donde el balance entre complejidad y precisión debe ser considerado.

2.1.1. Simulación en Estado Estacionario

La simulación en estado estacionario permite conocer el desempeño del sistema según condiciones fijas en el tiempo y, más importante, en circunstancias fuera de sus condiciones de diseño. Al no considerar una variable temporal, la rapidez de resolución en este tipo de simulaciones es mucho mayor al de una simulación transiente, aunque, para cumplir con ello, el modelo debe ser preciso, flexible y eficiente computacionalmente, con tal de facilitar la simulación del sistema fuera de sus condiciones de diseño. Estas características están directamente relacionadas con el nivel de modelación de cada uno de los componentes y el ciclo que conforma el sistema. Cabe destacar la importancia en mantener la eficiencia computacional de la simulación, ya que esta característica representa la mayor ventaja que posee el modelo en estado estacionario por sobre el transiente.

2.1.2. Simulación Transiente

Una bomba de calor no funciona en estado estacionario durante largos periodos de tiempo. Específicamente, una bomba de calor con una piscina doméstica como fuente de calor está sujeta a fluctuaciones de la temperatura ambiente y radiación solar que afectan directamente a las tasas de ganancia y pérdidas de calor en la piscina y la vivienda calefaccionada. Como resultado, la temperatura de la piscina y la casa varían constantemente a lo largo del día, influyendo en el desempeño de la bomba y determinando los periodos de operación, según los requerimientos de calefacción de la casa. De ahí que resulta importante realizar una simulación transiente con el propósito de determinar el desempeño de la bomba de calor y el comportamiento térmico de la piscina, considerando la variación temporal en las ecuaciones gobernantes del sistema.

Frecuentemente estos modelos son utilizados para el desarrollo de algoritmos de control, ya que son capaces de considerar variaciones sutiles en los perfiles de temperatura y presión en el sistema. El paso de tiempo en la simulación es de sólo unos segundos, con tal de poder observar pequeñas variaciones en la presión y temperatura, lo cual requiere una modelación de componentes de considerable complejidad. No obstante, el uso de programas como TRNSYS [1] resultan más adecuados para simulaciones con pasos de tiempo largos (del orden de minutos) y, por lo tanto, los componentes que determinan el sistema son propensos a ser más simples. Por consiguiente, TRNSYS constituye una herramienta apropiada para transientes largos (ciclos anuales), despreciando estas variaciones sutiles al determinar el desempeño global de la bomba de calor.

2.2. Modelos de Simulación de un Ciclo de Compresión de Vapor

El modelo de simulación de un ciclo de compresión de vapor consiste usualmente en la integración de sus componentes principales: evaporador, condensador, compresor y válvula

de expansión; como se muestra en la Figura 2.1. En los modelos físicos, cada componente se consideran una “caja blanca”, lo que significa que su modelación se basa en la física y en leyes y ecuaciones de conservación. La entalpía a la salida es determinada por cada componente y se utiliza como dato de entrada en el componente siguiente. Los intercambiadores de calor (evaporador y condensador), por su parte, determinan la evolución de la presión en el sistema teniendo como dato de entrada el flujo másico de refrigerante que circula a través del ciclo, el cual es determinado, a su vez, por el compresor y la válvula de expansión.

En 2012, Rasmussen et al. en [2] y [3] presentaron un artículo de dos partes a modo de introducción a la modelación dinámica de sistemas de compresión de vapor. En estos se discuten distintas aproximaciones, basados tanto en modelos físicos como en datos experimentales, mostrando sus distintas ventajas y limitantes. No obstante, el principal foco está en los modelos físicos, ya que los basados en datos experimentales son válidos para un sistema y condiciones específicas. A continuación, se presentan, en específico, los principales modelos desarrollados y supuestos considerados en cada componente.

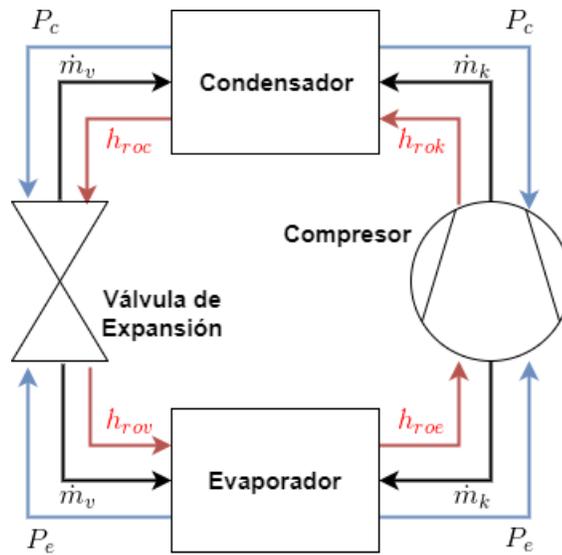


Figura 2.1: Modelo del sistema: entradas y conexiones entre componentes. Adaptado de [3]

2.2.1. Modelación de Intercambiadores de calor

La complejidad generalmente reside en los intercambiadores debido a que la dinámica térmica evoluciona en escalas de tiempo más lenta que la dinámica mecánica del compresor y válvula de expansión. Existen tres tipos de modelos de intercambiadores que son usualmente utilizados para la modelación de este tipo de sistemas: Parámetros Agrupados (*Lumped Parameter*), Fronteras móviles (*Moving Boundary*) y Volúmenes de Control Fijos (*Fixed Control Volumes*). Entre los tres, el modelo de parámetros agrupados es el más simple, ya que considera todo el intercambiador como un solo volumen de control y utilizan un coeficiente de transferencia de calor UA general para determinar su efectividad [4]. Es posible utilizar tanto el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (*LMTD*) o el método $\varepsilon - NTU$. Al considerar sólo el cambio de fase del refrigerante, no es posible garantizar un alto nivel

de precisión. De ahí que su uso más apropiado está en un análisis cuantitativo, como en un análisis de ciclo de vida.

En el caso de Fronteras Móviles (MB), su objetivo es captar la dinámica de múltiples fases en un intercambiador mientras se conserva la simplicidad del modelo de parámetros agrupados. Los parámetros se determinan según la región definida por la fase del fluido, pero el punto de transición entre las dos fases cambia con respecto al tiempo. En la Figura 2.2 se observa un esquema de este tipo de modelo en un evaporador, donde el largo de cada zona (bifásica y vapor sobrecalentado) es modificado según la variación de las condiciones de operación.

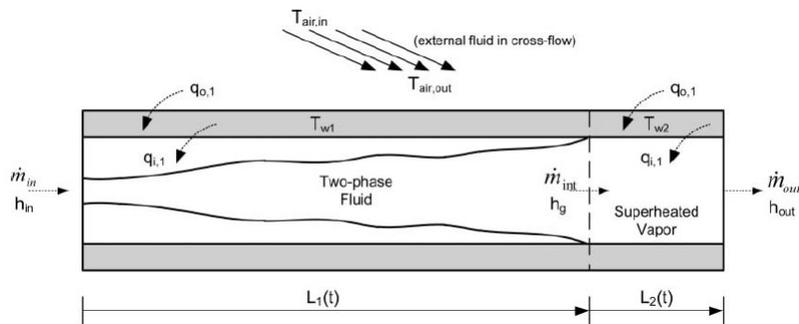


Figura 2.2: Modelo de evaporador según MB.

En el caso del modelo de volúmenes de control fijos (FCV), su ventaja lo conforma su habilidad de modelar el comportamiento del fluido con gran detalle, tomando en cuenta gradientes termofísicos y parámetros distribuidos. Se basa en dividir el intercambiador en varios volúmenes de control, como se ve en la Figura 2.3, asumiendo valores promedio de los parámetros dentro de cada volumen de control. Por tanto, para llegar a un nivel de precisión elevado, se deben alcanzar niveles de discretización que pueden llegar a considerar más de 20 regiones, con tal obtener independencia de la malla [2]. Considerando que en cada región se debe satisfacer la ecuación de conservación de energía en el refrigerante y en las paredes del intercambiador, además de una ecuación global de conservación de masa del refrigerante, se llega finalmente a contar con más de 50 estados dinámicos, mostrando cierto nivel de sobremodelación. En consecuencia, estos modelos son mayormente usados en evaluaciones de control y ajuste, más que para un análisis dinámico, pues permite captar variaciones sutiles y de alto orden.

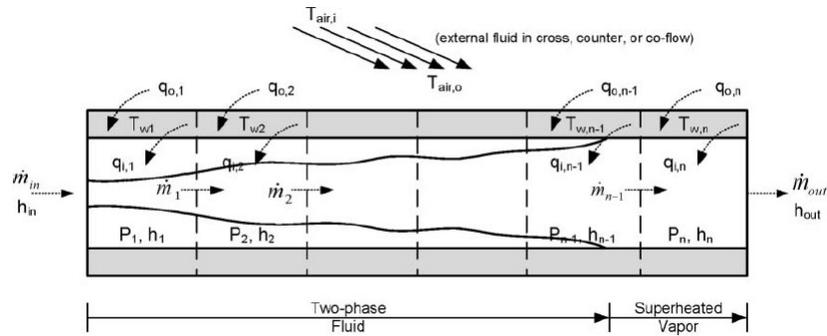


Figura 2.3: Modelo de evaporador según FCV.

2.2.2. Modelación del Compresor y Válvula de Expansión

Comúnmente, los sistemas de compresión de vapor de carácter comercial, residencial e industrial son de desplazamiento positivo. La dinámica mecánica del compresor evoluciona en escalas de tiempo más rápidas que la de los intercambiadores, por lo que no se incluyen estas dinámicas cuando se integran en el modelo del ciclo. Estos deben ser concordantes con la dinámica térmica del intercambiador, utilizando relaciones estáticas que dictan el flujo másico y la entalpía de salida del refrigerante. Estos parámetros de salida se determinan estableciendo una eficiencia volumétrica en las ecuaciones de balance a la entrada del condensador, y una eficiencia adiabática para determinar el trabajo del compresor.

En relación a la válvula de expansión, esta conforma el principal medio para controlar el flujo de refrigerante en el sistema, específicamente a la entrada del evaporador. El dispositivo de expansión más simple que es posible encontrar es un tubo capilar, el cual consiste en un tubo de diámetro muy pequeño, que provoca una pérdida de presión debido a la fricción al pasar el refrigerante a través de él. Su principal ventaja es su sencillez y costo, aunque, posee el inconveniente de no poder regularlo una vez instalado en el sistema.

2.3. Simulación de Bombas de Calor en TRNSYS

Las bombas de calor han adquirido gran relevancia en los últimos años debido a su alta eficiencia en comparación con sistemas de calefacción convencionales. Como fuente de calor ocupan recursos inagotables como el aire o agua, siendo amigables con el medio ambiente y proporcionando altos niveles de confort. A pesar de ello, poseen el inconveniente de presentar una reducción en su eficiencia cuando la fuente de calor reduce su temperatura, provocando a su vez una reducción en su capacidad de calefacción en momentos cuando más se le necesita. Sumado a ello, debido a la falta de información respecto al desempeño y costos de este tipo de tecnologías, resulta difícil evaluar de manera confiable la eficiencia y factibilidad económica de estas. En 2008, Hepbasli en [5] desarrolló una revisión enfocada en los estudios más relevantes sobre bombas de calor, específicamente para el calentamiento de agua en lugares residenciales sujetos a distintas fuentes de calor: el suelo, aire y asistido por colectores.

Presentó de manera clara y concisa las ecuaciones de energía que rigen sobre cada uno de los componentes, resumiendo en tablas los supuestos considerados en cada investigación. No obstante, la revisión no contempló sistemas de bombas de calor con agua como fuente de calor, ya que no se han realizado una gran cantidad de estudios al respecto y, entre ellos, es reducido el número de los que han realizado una validación experimental. Cabe destacar la conclusión final del estudio, donde resalta la alta eficiencia que presentan las bombas de calor con respecto a otros calentadores de agua. La principal barrera de entrada constituye el alto costo de este tipo de sistemas, el cual se debe al bajo volumen de producción de estos, más que a la complejidad del sistema.

En el 2012, Chargui et al. en [6] propusieron una configuración para uso doméstico de una bomba de calor con dos fuentes de calor: agua y aire. El objetivo principal de la investigación consistió en desarrollar un modelo matemático de control de funcionamiento de la bomba de calor y determinar su desempeño durante la duración de la simulación. Los resultados obtenidos muestran el comportamiento de la bomba de calor en función de las variaciones de la temperatura de ambas fuentes, el control de funcionamiento de la bomba, el calor suministrado a la vivienda, la energía eléctrica consumida y el COP, además de representar como estos se relacionan entre sí a lo largo del tiempo. Los resultados concluyen satisfactoriamente comportamientos esperados tales como el aumento del COP al aumentar la temperatura de entrada de la fuente de agua y también como la capacidad de calefacción aumenta al utilizar agua como fuente de calor en vez de aire, debido a la mayor capacidad calorífica que posee el agua frente al aire. Sin embargo, al ser una investigación con un análisis de resultados esencialmente cualitativo, las simulaciones solo consideran el intervalo de un día, puesto que el propósito es reconocer como se comportan los perfiles de las variables de operación del sistema, sin desarrollar un análisis termoeconómico de la configuración. A pesar de ello, entrega información relevante en términos de la programación de este tipo de sistemas en TRNSYS, dado que se aplican algoritmos de control consistentes con instalaciones comerciales.

Dos años después, Gustafsson et al. en [7] compararon cuatro configuraciones distintas de una bomba de calor aire-agua para la calefacción de una casa mediante radiadores. Para lo anterior, analizaron estrategias de control para cada configuración, además de realizar un análisis térmico con el fin de comparar las cuatro configuraciones en diferentes localidades de Europa. Sumado a ello, los autores efectuaron una comparación entre los programas MATLAB/Simulink y TRNSYS, concluyendo que sus mayores diferencias se presentan cuando se simula considerando datos meteorológicos de localidades de clima mayormente cálido, debido al método de cálculo de ganancias por radiación solar utilizado por cada programa. Finalmente, los autores concluyen que tipo de configuración presenta un mejor rendimiento termodinámico, tomando en cuenta el tipo clima presente en la localidad. No obstante, las bombas analizadas son todas del tipo aire-agua y no se presentó un análisis económico para ninguna de las configuraciones.

2.4. Simulación Térmica de la Piscina

En 1994 Hahne y Kubler en [8] desarrollaron y validaron un modelo computacional en régimen transiente de una piscina utilizando correlaciones extraídas de la literatura para

poder calcular las ganancias y pérdidas de calor por evaporación, convección y radiación a los que está sometida la piscina. A través de estas correlaciones lograron estimar la temperatura de la piscina a lo largo del tiempo y, además, cuando está se encuentra a la intemperie. Para realizar la validación del modelo computacional se midió la desviación estándar presente entre los datos medidos de tres piscinas al exterior (en las ciudades de Leonberg y Moringen) con los resultados obtenidos por el modelo bajo las mismas condiciones climáticas, mediante la integración de las ecuaciones a una subrutina de TRNSYS. Finalmente, al seleccionar las correlaciones más adecuadas, la desviación estándar entre ambas temperaturas (medida y simulada) llegó a ser menos de 0.5 [K]; un resultado satisfactorio en términos del nivel de modelación y la complejidad que implica representar el comportamiento térmico de una piscina.

Recientemente, en 2016 Starke et al [9] analizaron el estudio de cuatro configuraciones de bombas de calor, con la intención de determinar el aumento en el desempeño que un sistema asistido por colectores solares podría presentar por sobre un sistema de bomba de calor aire-agua convencional. El propósito de las cuatro configuraciones corresponde a calefaccionar una piscina ubicada en Florianópolis, Brasil. Para ello se utiliza el software computacional TRNSYS y el modelo de piscina de Hahne y Kubler antes mencionado. Sumado a ello, Starke realizó la simulación del desempeño de la bomba de calor basado en una matriz extrapolada de sus condiciones de diseño y elaborada en el programa EES (*Engineering Equation Solver*). Con los datos estimados en la simulación, fueron determinados distintos indicadores termodinámicos y económicos para poder concluir sobre las mejoras que podrían presentar este tipo de tecnologías. Sin embargo, los tipos de bombas de calor analizadas son del tipo aire-agua y agua-agua, considerando el agua de los colectores como fuente de calor para mantener la piscina en una temperatura de confort. Este trabajo deja en claro la gran flexibilidad y alcances que poseen este tipo de programas (EES y TRNSYS) y, además, de poder analizar el comportamiento térmico de la piscina a lo largo de la simulación.

Cabe destacar que el modelo de la piscina fue formulado con la intención de retratar su comportamiento térmico cuando el fin de la instalación es calefaccionar la piscina. En el presente trabajo, al considerarla una fuente de calor, la bomba de calor extrae calor de la piscina con tal de suministrar de agua para calefacción para mantener el confort térmico al interior de un domicilio. En periodos de alta demanda de calefacción, es importante considerar las fluctuaciones de temperatura de la piscina y si esta podría eventualmente llegar a temperaturas bajo $0^{\circ}C$. Los resultados de la simulación entonces deben ser sometidos a un post-procesamiento, ya que el modelo no toma en cuenta la entalpía de fusión del agua (la cual corresponde a una gran cantidad de energía almacenada que no es correcto despreciar).

2.5. Conclusiones

En este capítulo se presentan referencias que van desde los modelos de simulación de ciclos de compresión de vapor, pasando por modelos en régimen transiente de bombas de calor y sus componentes, hasta llegar a un modelo representativo del balance energético de la piscina.

En primer lugar, de la revisión bibliográfica realizada es posible desprender que, a pesar

de la gran cantidad de estudios y modelos desarrollados, no existe una metodología clara que permita determinar el desempeño de una bomba de calor que utilice una piscina como fuente de calor para la calefacción de un domicilio. Comúnmente los estudios consideran una piscina como el medio a ser calentado, sin considerar la posibilidad de invertir el flujo del refrigerante con tal de, en este caso, extraer calor de la piscina. Como el uso de una piscina durante la estación invernal se ve reducida debido a las bajas temperaturas, no resulta un inconveniente enfriarla con tal suministrar los requerimientos de calefacción. No obstante, sí es posible extraer información relevante en términos de las consideraciones que es necesario considerar al momento de modelar tanto la bomba como la instalación completa.

Como ya se ha mencionado, el nivel de precisión y flexibilidad del modelo dependen esencialmente de los objetivos de la investigación. En consecuencia, en el modelo en estado estacionario de la bomba de calor, al tener sólo el propósito de generar una matriz extrapolada fuera de sus condiciones de diseño, no resulta sustancial considerar la dinámica mecánica o las regiones de sub-enfriamiento o sobre-calentamiento en los intercambiadores. El aumento en el nivel de precisión es bajo con respecto a la rigidez que adopta la modelación, lo que conllevaría a enfrentarse a una serie de dificultades cuando se requiera determinar el desempeño de la bomba fuera de sus condiciones de diseño. Además, el programa EES constituye una herramienta que se adecúa al nivel de modelación requerido y cuenta con una base de datos de las ecuaciones de estado que permiten estimar las propiedades termodinámicas tanto del agua como del refrigerante.

Con respecto a la simulación en régimen transiente, el software TRNSYS ha demostrado ser una herramienta conveniente y competente en investigaciones que tienen como objetivo conocer el desempeño de una bomba de calor a lo largo de un año. Sumado a ello, se cuenta con un modelo de piscina ya integrado en TRNSYS y que, a su vez, está validado experimentalmente. A pesar de ello, resulta necesario reparar en su formulación, ya que su cometido en la instalación difiere de su objetivo original.

Capítulo 3

Modelación de Componentes

En este capítulo se presentan los modelos matemáticos de dos de los componentes principales del sistema: la bomba de calor y la piscina. Ambos conforman el principal elemento a estudiar y analizar, presentando el mayor nivel de modelación dentro de la simulación. El capítulo así, se divide en tres secciones. Primero una descripción y resumen del modelo matemático de la bomba de calor, junto con los resultados obtenidos en el proceso de validación del modelo con los datos de catálogo. En una segunda parte, se describe el modelo de la piscina con todas las ecuaciones consideradas en el balance energético de la piscina ligado a un análisis cuantitativo de este balance energético, con la intención de evaluar la relevancia de cada proceso de transferencia de calor al que está sujeta la piscina. Finalmente, se concluye en relación a los resultados presentados en ambas partes y como se vinculan al modelo transiente final.

3.1. Bomba de calor

Respecto a la modelación de bombas de calor en estado estacionario se distinguen dos tipos. Por un lado se encuentran los modelos de ajuste por ecuaciones (*equation fit models*), los cuales consideran al sistema como una “caja negra” ajustando el cálculo del desempeño del sistema según una o varias ecuaciones, considerando los datos entregados por el catálogo. Por otro lado están los modelos físicos o determinísticos, los cuales son modelos detallados basados en la aplicación de las leyes de la termodinámica y relaciones fundamentales de transferencia de calor y masa aplicados a cada uno de los componentes. Para el uso en cálculos de energía (capacidad de calefacción y consumo del compresor), la intención es tener un modelo que a partir de datos de catálogo permita su extrapolación fuera de sus condiciones de diseño. En el caso del sistema analizado en el presente trabajo, es probable que la temperatura del agua de la piscina llegue a temperaturas que están muy por debajo de las condiciones de diseño, por lo que este último punto es una capacidad que el modelo debe presentar. Por tanto, el modelo utilizado y presentado en esta sección consiste en un modelo determinístico aplicado a cada componente de la bomba de calor. Este modelo está basado en gran parte en el modelo desarrollado por Hui Jin en [10], el cual consiste precisamente en un modelo

en estado estacionario de una bomba de calor agua-agua desarrollado a partir de principios termodinámicos básicos y relaciones de transferencia de calor. Su principal característica y el objetivo con el que fue formulado, es sólo considerar datos que sean posible encontrar comúnmente en los catálogos, sin necesidad de realizar mediciones experimentales en bombas de calor comerciales.

3.1.1. Modelo Matemático

El modelo consiste en la determinación de ocho parámetros que se mantienen fijos y dependen de los datos de catálogo de una bomba de calor en específico. Seis de estos parámetros conciernen al compresor y los otros dos a ambos intercambiadores. Cada una de las ecuaciones involucradas en los componentes y en el ciclo son resueltas mediante el programa EES (*Engineering Equation Solver*) [11]. El refrigerante empleado en el modelo corresponde al R-410a, dado que todos los catálogos de bombas de calor disponibles para la posterior validación disponen de tal refrigerante. Las propiedades termodinámicas de este refrigerante se determinan a partir de la biblioteca de propiedades termofísicas que posee el mismo EES.

Descripción del ciclo

Un ciclo de compresión de vapor corresponde a un ciclo comúnmente utilizado para transferir calor de una región de temperatura inferior hacia una de temperatura superior [12]. Dos dispositivos que aplican este ciclo a su sistema son el refrigerador y la bomba de calor, los cuales son esencialmente lo mismo pero con objetivos distintos. La máquina frigorífica tiene como objetivo extraer calor de un espacio frío para luego transferirlo al ambiente más cálido. En cambio, el propósito de una bomba de calor consiste en aportar calor a un espacio para elevar su temperatura, extrayendo ese calor previamente de una fuente fría. Es posible apreciar un esquema simplificado de este principio en la Figura 3.1, donde la fuente fría corresponde a la piscina. Un ciclo de compresión de vapor aprovecha la propiedad de ciertos fluidos refrigerantes de presentar una temperatura de vaporización a presión baja. Esta característica es sustancial en el principio de funcionamiento del ciclo, permitiendo la transferencia de calor de un medio a otro sin infringir la segunda ley de la termodinámica.

Tomando como referencia el esquema de la bomba de calor de la Figura 3.1, es posible determinar su desempeño a través del coeficiente de rendimiento COP (*coefficient of performance*). Tal expresión deriva del objetivo de la bomba de calor; el cual, en este caso, consiste en aportar calor al interior de una casa a cambio de un gasto en el consumo eléctrico. Así, el COP se expresa como:

$$COP = \frac{\text{Capacidad de calefaccion}}{\text{Entrada de Trabajo}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net,i}} \quad (3.1)$$

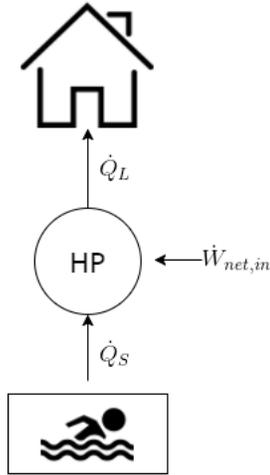


Figura 3.1: *Esquema del sistema de una Bomba de calor*

En la Figura 3.2 a), es posible distinguir los cuatro componentes que conforman el ciclo, estos son: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. Dentro de cada uno de estos componentes ocurren procesos termodinámicos representados en el diagrama $T-s$ en la Figura 3.2 b), evidenciando, también, los puntos termodinámicos por los que pasa el refrigerante. En concreto, un ciclo de compresión de vapor ideal consiste de cuatro procesos:

- Compresión isentrópica en el compresor (1-2): aumento de la presión y, en consecuencia, de su temperatura a niveles de sobrecalentamiento.
- Transferencia de calor a presión constante en el condensador (2-3): el refrigerante se condensa al ceder calor al medio a ser calentado. Para ello la temperatura de saturación del refrigerante debe ser mayor a la temperatura del medio.
- Expansión isoentálpica en la válvula de expansión (3-4): liberado el calor en el condensador, el refrigerante disminuye su presión y, por ende, su temperatura al ser estrangulado, generando las condiciones requeridas a la entrada del evaporador.
- Extracción de calor a presión constante en el evaporador (4-1): se extrae calor de la fuente hasta el cambio de fase del refrigerante a temperatura constante. La temperatura de saturación del refrigerante debe ser menor que la temperatura de la fuente para conseguir la transferencia de calor durante este proceso.

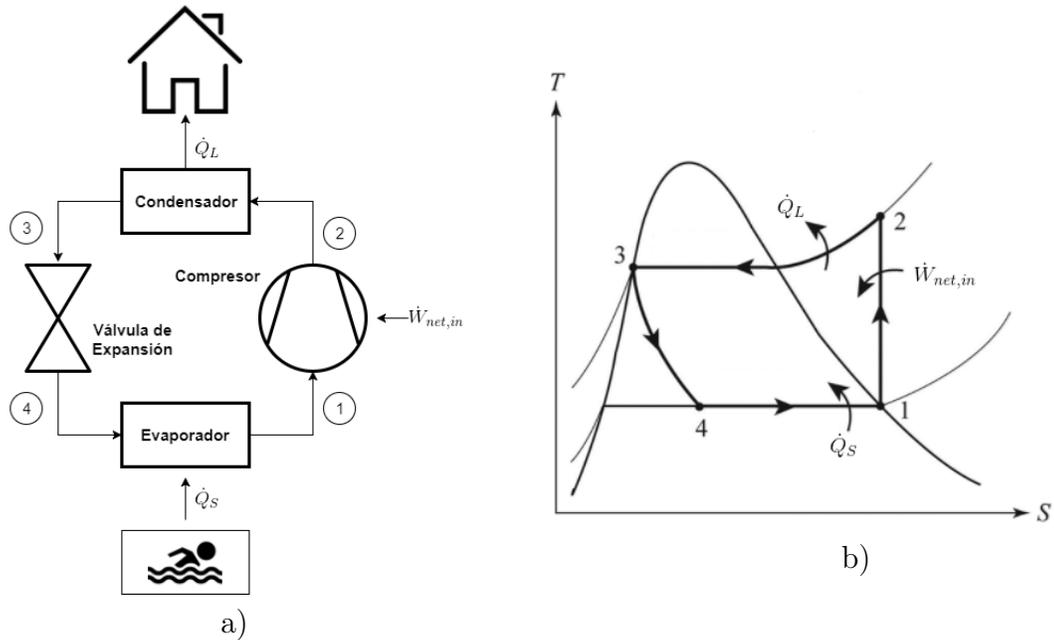


Figura 3.2: Bomba de calor (a) Esquema de componentes (b) Diagrama T - s del ciclo

Supuestos

En un ciclo real ocurren una serie de irreversibilidades en los componentes que lo hacen diferir del ciclo antes descrito. Por ejemplo, el proceso de compresión del ciclo antes descrito es reversible, adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, en este proceso es inevitable presentar pérdidas de carga y transferencia de calor hacia los alrededores, los cuales terminan por incrementar la entropía.

En el caso de los intercambiadores de calor, en ambos (condensador y evaporador) se presentan caídas de presión a medida que el refrigerante fluye a través de ellos. Por otro lado, muchas veces resulta necesario considerar un grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la entrada del compresor con tal de garantizar su evaporación completa, y un grado de subenfriamiento a la entrada de la válvula de la expansión con tal aumentar el efecto de refrigeración por unidad de masa del refrigerante.

Si bien tomar en cuenta cada una de estas consideraciones trae consigo un modelo más preciso, es importante tener en cuenta que también será menos flexible y el costo de recursos computacionales será mayor. Por ello, los supuestos considerados responden a un balance entre flexibilidad y precisión en las estimaciones del modelo, además de adaptarse a los programas disponibles para su formulación. De esta forma, los supuestos considerados en el ciclo son:

- El ciclo opera en estado estacionario.
- Parámetros agrupados en ambos intercambiadores. No se consideran caídas de presión por lo que el ciclo opera a sólo dos niveles de presión.
- No se considera grado de sub-enfriamiento.

- Grado de sobrecalentamiento establecido como parámetro del compresor.
- Caída de presión isoentálpica a la entrada y salida del compresor.
- Eficiencia volumétrica e isentrópica para el cálculo de refrigerante en el sistema y entalpía a la salida del compresor, respectivamente.
- Válvula de expansión isoentálpica.
- Sin pérdidas de calor.

Cada uno de los supuestos indicados anteriormente se reflejan en las relaciones de transferencia de calor y principios termodinámicos usados en la modelación de cada uno de los componentes, los que se presentan a continuación.

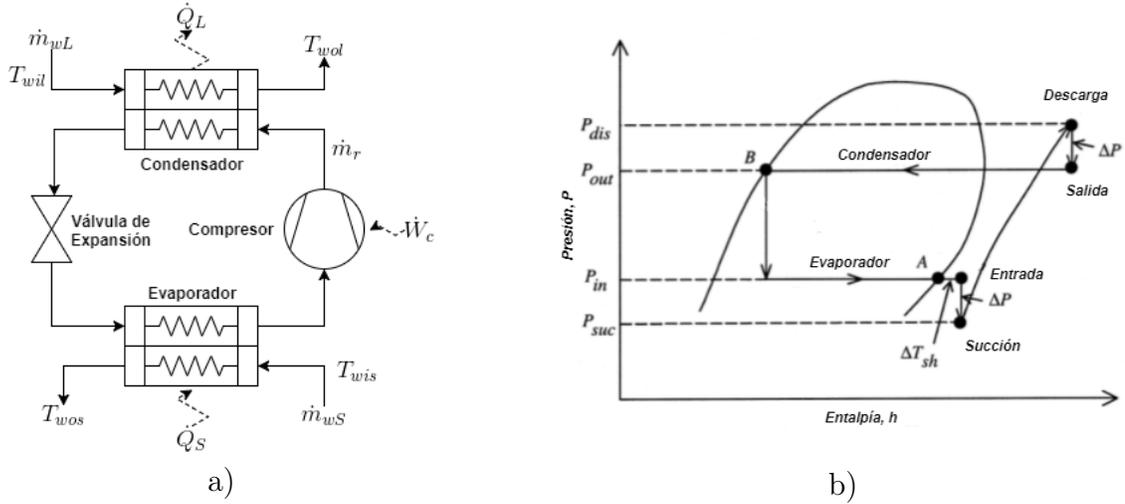


Figura 3.3: Configuración de bomba de calor agua-agua. (a) Componentes considerados dentro del ciclo (b) Diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión de vapor.

Compresor

Es en el compresor donde un ciclo real difiere en mayor medida respecto a uno ideal. Es por ello que se debe prestar mayor atención, pues presenta el mayor número de parámetros a estimar. La principal ecuación utilizada para la estimación del trabajo del compresor es:

$$\dot{W} = \eta_c \dot{W}_t + \dot{W}_{loss} \quad (3.2)$$

donde se distinguen dos parámetros del compresor: la eficiencia isentrópica η_c y una pérdida mecánica constante \dot{W}_{loss} , independiente del trabajo del compresor. El trabajo real en el compresor \dot{W} se calcula con estos parámetros, en función del trabajo teórico \dot{W}_t , definido como:

$$\dot{W}_t = \frac{\gamma}{1-\gamma} \dot{m}_r P_{suc} v_{suc} \left[\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.3)$$

donde P_{suc} y P_{dis} corresponden a las presiones a la entrada y salida del compresor, γ representa el coeficiente adiabático, v_{suc} es el volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor y \dot{m}_r es el flujo de refrigerante en el sistema, definido como:

$$\dot{m}_r = \frac{PD}{v_{suc}} \left[1 + c - c \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right] \quad (3.4)$$

donde

$$\gamma = \frac{\ln \frac{P_{dis}}{P_{suc}}}{\ln \frac{v_{suc}}{v_{dis}}} \quad (3.5)$$

En la ecuación 3.4 se reconocen dos parámetros más para el compresor, estos son el volumen de desplazamiento del pistón PD y el factor de volumen de espacio muerto c . Al observar las ecuaciones, se aprecia la relación entre estos cuatro parámetros, al existir una relación directa entre el flujo másico de refrigerante y el trabajo teórico del compresor en la ecuación 3.3.

Por su parte, las presiones de entrada P_{suc} (succión) y salida P_{dis} (descarga) difieren de las presiones presentes en ambos intercambiadores (evaporador y condensador), aunque dependen de estos conforme a la caída de presión ΔP a la entrada y salida según:

$$P_{suc} = P_e - \Delta P \quad (3.6)$$

$$P_{dis} = P_c + \Delta P \quad (3.7)$$

Al mismo tiempo, el grado de sobrecalentamiento ΔT_{sh} influye en el volumen específico que presenta el refrigerante a la salida del evaporador según:

$$T_{ic} = T_e + \Delta T_{sh} \quad (3.8)$$

donde T_{ic} y P_{suc} corresponden a la temperatura y presión del refrigerante a la entrada del compresor, respectivamente. Así, v_{suc} se determina según T_{ic} y P_{suc} . Finalmente, es posible identificar los seis parámetros que es necesario determinar para el compresor. Estos son PD , c , ΔP , \dot{W}_{loss} , ΔT_{sh} y η .

Condensador y Evaporador

Como se mencionó al inicio de la sección, en ambos intercambiadores se utiliza la modelación mediante parámetros agrupados, específicamente, usando el método $\varepsilon - NTU$. Debido a esto, no es posible considerar una caída de presión en el intercambiador (al considerar sólo un volumen de control) y, por ende, el refrigerante cambia de fase a temperatura constante. Sumado a ello, al considerar esta temperatura constante a lo largo de todo el paso de refrigerante en el intercambiador, es que no es necesario diferenciar entre un intercambiador a contracorriente o cocorriente. Las ecuaciones presentes en ambos intercambiadores son:

$$\varepsilon_L = 1 - \exp\left(-\frac{(UA)_L}{c_{pw}\dot{m}_{wL}}\right) \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_S = 1 - \exp\left(-\frac{(UA)_S}{c_{pw}\dot{m}_{wS}}\right) \quad (3.10)$$

donde c_{pw} corresponde al calor específico del agua, ε_L y ε_S representan las eficiencias de intercambio de calor, \dot{m}_{wS} y \dot{m}_{wL} los flujos máxicos de agua de entrada, y $(UA)_L$ y $(UA)_S$ representan los coeficientes de transferencia de calor en el condensador y evaporador, respectivamente. A través de las eficiencias de intercambio se determinan las temperaturas presentes en el condensador T_c y evaporador T_e mediante las siguientes expresiones:

$$T_c = T_{wiL} + \frac{\dot{Q}_L}{\varepsilon_L c_{pw} \dot{m}_{wL}} \quad (3.11)$$

$$T_e = T_{wiS} - \frac{\dot{Q}_S}{\varepsilon_S c_{pw} \dot{m}_{wS}} \quad (3.12)$$

donde T_{wiL} y T_{wiS} corresponden a las temperaturas del agua a la entrada del condensador y evaporador, respectivamente. \dot{Q}_L representa la capacidad de calefacción de la bomba de calor, mientras que \dot{Q}_S representa la capacidad de extracción.

Ambos coeficientes de transferencia, $(UA)_L$ y $(UA)_S$, se consideran constantes e independientes de las temperaturas y flujos máxicos de entrada del agua. Es evidente que esto no resulta físicamente correcto, puesto que la variación de la velocidad y temperatura del flujo de agua en el intercambiador influye en el valor de este coeficiente, pero es razonable según el propósito que posee el modelo en su formulación. Además, la mayor parte del intercambio de calor entre el agua y el refrigerante sucede en la zona de cambio de fase del refrigerante. El coeficiente de transferencia en la zona de sobrecalentamiento resulta mucho menor comparada a la de cambio de fase a causa de la presencia de vapor (el cual es peor conductor del calor que el agua líquida). Si se dividiera el intercambiador por zonas, el coeficiente de transferencia general sería menor al presente en el cambio de fase. En consecuencia, al considerar un único coeficiente de transferencia constante, este error sistemático puede compensarse al subestimar el valor de UA , retratando esta disminución en la tasa de transferencia.

Así, finalmente se identifican los últimos dos parámetros constantes del modelo: $(UA)_L$ y $(UA)_S$. A través de ellos es posible estimar la efectividad del intercambio al calcular el número de unidades de transferencia (NTU).

Válvula de Expansión

Respecto a la válvula de expansión, esta se modela simplemente como una válvula isoentálpica, sin asumir una topología de válvula o geometría en específico. Si bien corresponde a un componente sustancial en el control de la cantidad de flujo másico de refrigerante que entra al evaporador, en función del grado de sobrecalentamiento a la salida de este; se necesita de información referente a coeficientes de descarga y área de apertura, entre otros, que no están disponibles usualmente en los catálogos. Así, con la finalidad de mantener la simplicidad en el modelo y que este sólo requiera de datos de catálogo, se opta por mantener el cálculo de refrigerante en el sistema y el grado de sobrecalentamiento en relación a los parámetros del compresor.

3.1.2. Determinación de Parámetros

El siguiente procedimiento hace referencia al método utilizado para determinar los ocho parámetros del ciclo ya mencionados. Para lograr este propósito, el procedimiento consiste en la variación en el valor de los parámetros con tal de ajustar las estimaciones del modelo con los datos de catálogo de una bomba de calor en particular. Esto implica realizar un proceso de optimización, minimizando el error del modelo respecto al catálogo. Así, lo que se pretende finalmente es que modelo proporcione estimaciones cercanas a las dictadas por el catálogo bajo los mismos valores de entrada permitiendo elaborar la matriz de desempeño de la bomba de calor.

Las catálogos utilizados para dicho proceso corresponden a dos bombas de calor de distinta capacidad de calefacción de la serie *Versatec* fabricadas por la empresa *WaterFurnace*, específicamente los modelos V036W y V060W [13]. Tanto el modelo como el catálogo consideran cuatro parámetros de entrada con tal de determinar la capacidad de calefacción \dot{Q}_L y la potencia del compresor \dot{W}_c . Estos son: los flujos másicos de agua a la entrada del evaporador \dot{m}_{wS} y condensador \dot{m}_{wL} , y sus respectivas temperaturas T_{wis} y T_{wil} , las que se pueden observar en la Tabla 3.1. Al considerar todas las combinaciones posibles de estos valores de entrada, se distinguen 144 puntos de operación para cada bomba de calor. Cada uno de estos puntos de operación entregan valores distintos en cuanto a la capacidad de calefacción y la potencia de consumida por la bomba de calor.

Tabla 3.1: Valores de entrada según catálogo.

	V036W	V060W
$\dot{m}_{wS} - \dot{m}_{wL}$ [kg/s]	0,315; 0,441; 0,567	0,504; 0,693; 0,882
T_{wis} [°C]	-1,1; 10; 21,1; 32,2	-1,1; 10; 21,1; 32,2
T_{wil} [°C]	15,6; 26,7; 37,8; 48,9	15,6; 26,7; 37,8; 48,9

Para la determinación de parámetros se emplea el programa EES V.10.040-3D [11], el cual permite utilizar distintos métodos de optimización multivariable. La función a minimizar corresponde al error conjunto de la capacidad de calefacción y la potencia del compresor, dictada por el catálogo y lo estimado por el modelo, el cual se calcula mediante la siguiente expresión:

$$E = \sqrt{\left(\frac{\dot{W}_{c,cat} - \dot{W}_c}{\dot{W}_{c,cat}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{L,cat} - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_{L,cat}}\right)^2} \quad (3.13)$$

Los valores de entrada corresponden a los valores nominales de cada bomba, junto con la capacidad y potencia nominales correspondientes, presentados en la Tabla 3.2. De esta manera, se determinan los ocho parámetros del modelo según el punto de operación nominal de cada bomba de calor.

Tabla 3.2: Puntos de operación nominales considerados para el proceso de optimización.

	V036W	V060W
\dot{m}_{wS} [kg/s]	0,441	0,693
\dot{m}_{wL} [kg/s]	0,441	0,693
T_{wis} [°C]	10	10
T_{wil} [°C]	26,67	26,67
$\dot{Q}_{L,cat}$ [kW]	9,259	15,676
$\dot{W}_{c,cat}$ [kW]	1,91	2,95

Si bien el proceso de optimización se realiza sobre sólo un punto de operación, es necesario también determinar la precisión del modelo sobre los 144 puntos de operación considerados. Por ello, se calcula el error absoluto en cada punto de operación, en términos de la capacidad de calefacción y potencia, mediante las siguientes ecuaciones:

$$Error(\dot{W}_c) = \left| \frac{\dot{W}_{c,cat} - \dot{W}_c}{\dot{W}_{c,cat}} \right| \cdot 100[\%] \quad (3.14)$$

$$Error(\dot{Q}_L) = \left| \frac{\dot{Q}_{L,cat} - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_{L,cat}} \right| \cdot 100[\%] \quad (3.15)$$

Finalmente, se calcula el valor máximo, la media aritmética y la media cuadrática del error sobre los 144 puntos para poder determinar la precisión del modelo y generar la matriz de desempeño de ambas bombas con el menor error posible.

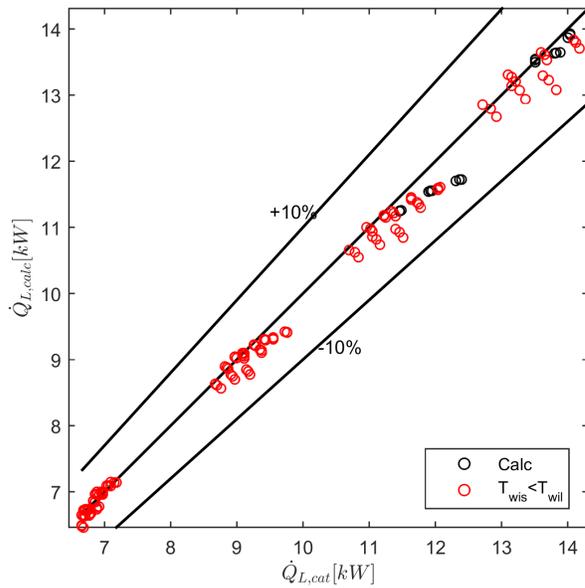
3.1.3. Resultados

En la Tabla 3.3 se pueden apreciar los valores obtenidos de los ocho parámetros fijos del ciclo para cada bomba de calor. Siendo el modelo V060W de mayor capacidad que el V036W, es esperable que este posea un mayor volumen de desplazamiento PD y una mayor eficiencia isentrópica η_c . Lo mismo sucede en términos de los coeficientes de transferencia en el evaporador UA_S y condensador UA_L , ya que al tener un mayor flujo másico de agua en los intercambiadores es esperable también que aumente la tasa de transferencia en ellos. Dentro del proceso de determinación de parámetros, estos cuatro demostraron ser los de mayor influencia al momento de ajustar el modelo a los datos de catálogo, presentando una gran sensibilidad. En consecuencia, es para estos cuatro parámetros donde se exhibe la mayor diferencia entre ambas bombas de calor. Por su parte, los demás cuatro parámetros c , ΔP , ΔT_{sh} y \dot{W}_{loss} no evidencian una diferencia sustancial entre ambas bombas, debido a que su variación no influye de manera considerable en el cálculo de capacidad de calefacción y la potencia de la bomba de calor.

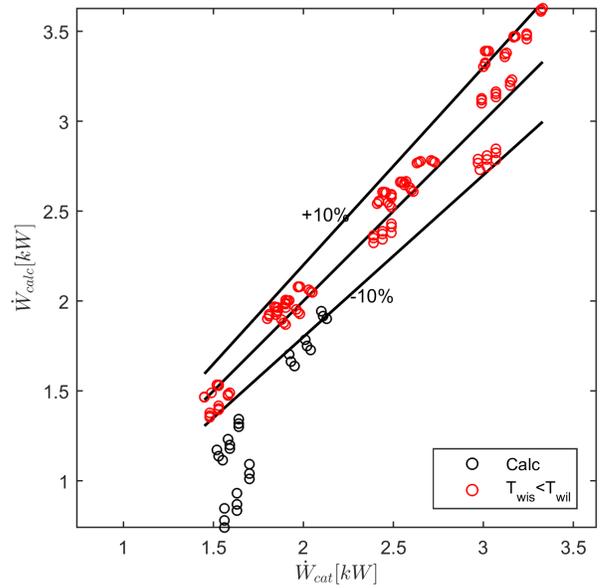
Tabla 3.3: Parámetros determinados en el proceso de optimización bajo condiciones nominales.

Parámetros	V036W	V060W
η_c [-]	0,58	0,69
PD [cfm]	2,82	5,14
\dot{W}_{loss} [kW]	145,8	38,58
c [-]	0,025	0,025
ΔP [kPa]	23,44	25
ΔT_{sh} [°C]	7	7
UA_L [W/K]	2041	2564
UA_S [W/K]	1411	2228

En cuanto al error sobre todos los puntos de operación, en las figuras 3.4 y 3.5 se aprecia el nivel de precisión de las estimaciones del modelo con respecto a los datos de catálogo. Bajo los mismos cuatro valores de entrada, se espera que el error presente entre el valor estimado por el modelo y lo dictado por el catálogo no supere el 10% en valor absoluto. En ambas figuras se puede distinguir el mismo comportamiento. El cálculo en la capacidad de calefacción sobre todos los puntos de operación se encuentra en la región del $\pm 10\%$ de error, manifestando un gran nivel de precisión en este caso. Sin embargo, no sucede lo mismo para el cálculo de la potencia del compresor, donde es claro advertir un número considerable de puntos de operación que se encuentran fuera de esta región. A pesar de ello, aquellos puntos de operación comparten una misma característica: la temperatura del agua a la entrada del evaporador T_{wis} es mayor a la del condensador T_{wil} , lo que en el caso de la presente memoria, se traduce en una mayor temperatura de la piscina con respecto a la temperatura del agua para calefacción. En las ecuaciones 3.11 y 3.12 se observa que las temperaturas presentes en el condensador y evaporador se estiman en función de estas dos temperaturas T_{wis} y T_{wil} . Por consiguiente, si T_{wis} resulta mayor a T_{wil} , las temperaturas presentes en el condensador y evaporador estarán muy cercanas entre sí y, consecuentemente, sus presiones de saturación, provocando una subestimación del modelo en el cálculo de la potencia del compresor.

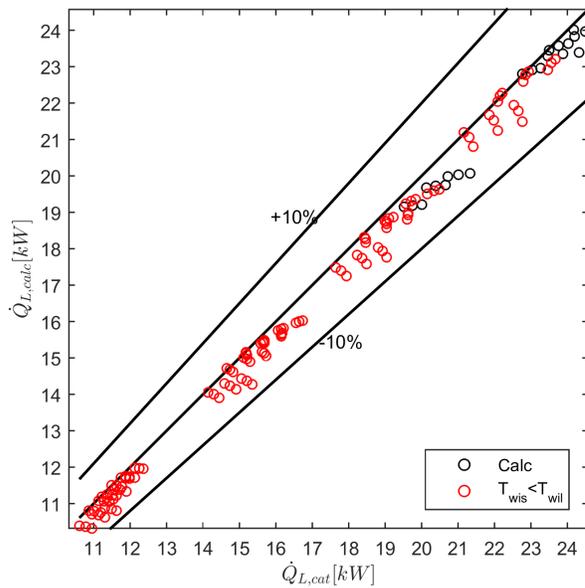


a)

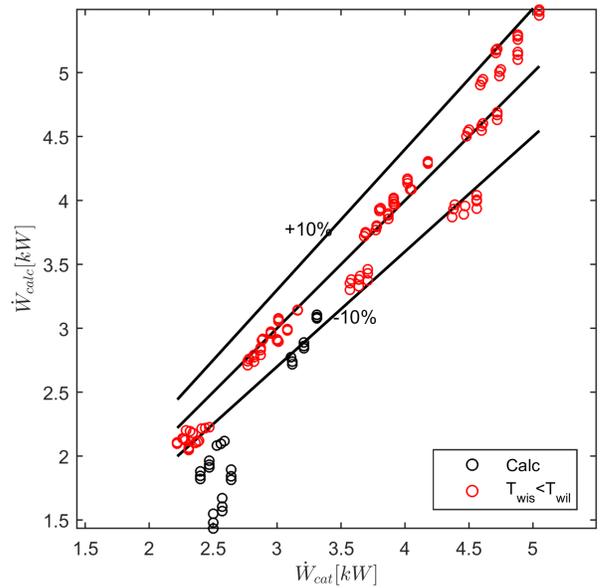


b)

Figura 3.4: Bomba de calor SP1355 V036W: Modelo versus Catálogo (a) Capacidad de calefacción (b) Potencia.



a)



b)

Figura 3.5: Bomba de calor SP1355 V060W: Modelo versus Catálogo (a) Capacidad de calefacción (b) Potencia.

Al tomar en cuenta que dentro de la simulación resultaría difícil enfrentarse a un escenario

donde la temperatura de la piscina supere a la del agua de calefacción, se compara el error por una parte considerando todos los puntos de operación y, por otra, sólo considerando los puntos donde se cumpla que la temperatura a la entrada del evaporador sea menor a la del condensador. Como se puede apreciar en la Tabla 3.4, al considerar sólo los puntos donde $T_{wis} < T_{wil}$, el error disminuye considerablemente llegando a valores dentro de lo esperado y satisfactorios en términos del nivel de modelación. En la media cuadrática (RMS) se puede observar la mayor reducción en el error, ya que se excluyen datos que presentan una discrepancia considerable con el catálogo. Se realiza el mismo proceso para la capacidad de calefacción, presentando una reducción ínfima en el error.

Tabla 3.4: Comparación del error en la potencia del compresor: sobre los 144 puntos de operación y sólo considerando puntos donde $T_{wis} < T_{wil}$.

Modelo	Max. (valor abs.)		Promedio (valor abs.)		RMS	
	Todos	$T_{wis} < T_{wil}$	Todos	$T_{wis} < T_{wil}$	Todos	$T_{wis} < T_{wil}$
V036W	52,5 %	12,62 %	8,92 %	4,84 %	14,01 %	5,72 %
V060W	42,6 %	13,66 %	7,97 %	4,69 %	12,05 %	6,02 %

Tabla 3.5: Comparación del error en la capacidad de calefacción: sobre los 144 puntos de operación y sólo considerando puntos donde $T_{wis} < T_{wil}$.

Modelo	Max. (valor abs.)		Promedio (valor abs.)		RMS	
	Todos	$T_{wis} < T_{wil}$	Todos	$T_{wis} < T_{wil}$	Todos	$T_{wis} < T_{wil}$
V036W	5,84 %	5,84 %	1,76 %	1,58 %	2,26 %	2,07 %
V060W	7,15 %	7,15 %	2,5 %	2,49 %	2,98 %	2,98 %

En definitiva, el modelo de bomba de calor descrito en esta sección presenta errores de estimación razonables, tomando en cuenta las consideraciones antes mencionadas, cumpliendo con los requerimientos para poder finalmente elaborar la matriz de desempeño de ambas bombas, extrapolando sus condiciones de diseño. Mediante tablas paramétricas en EES se calcula la razón de la capacidad de calefacción y la potencia en el compresor con respecto a su valores nominales ahora sobre nuevos 216 puntos de operación. Para ello se consideran tres valores para ambos flujos másicos (entrada al evaporador y condensador), cuatro temperaturas de entrada al condensador y seis para la temperatura de entrada al evaporador, resumidos en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6: Valores de parámetros de entrada para matriz extrapolada.

	V036W	V060W
$\dot{m}_{wS} - \dot{m}_{wL}$ [kg/s]	0,315; 0,441; 0,567	0,504; 0,693; 0,882
T_{wis} [°C]	-9,4; -3,9; 1,7; 7,2; 18,3	-9,4; -3,9; 1,7; 7,2; 18,3
T_{wil} [°C]	15,6; 30,4; 45,2; 60,0	15,6; 30,4; 45,2; 60,0

3.2. Piscina

Dentro de la simulación transiente, uno de los componentes de mayor importancia lo constituye la piscina doméstica. Al ser la fuente de la bomba de calor es resulta fundamental determinar la variación de su temperatura y de sus tasas y ganancias de calor ya que estas afectan directamente al desempeño global de la bomba y determinan, finalmente, su factibilidad termodinámica y económica. Para poder realizar este proceso resulta necesario tener un modelo computacional compatible con TRNSYS y que esté validado con tal de conocer su comportamiento térmico.

3.2.1. Modelo Matemático

En 1994 Hahne [8] desarrolló y validó un modelo computacional de una piscina, utilizando correlaciones extraídas de la literatura para poder estimar las pérdidas de calor por evaporación, convección y radiación. Es posible encontrar un manual del componente de TRNSYS desarrollado en base a esta investigación en [14], donde se presentan y explican cada uno de los parámetros, datos de entrada y salida utilizados para los cálculos de tasas de ganancia y pérdida. A continuación, se describe el modelo de la piscina que determina su balance energético.

En la Figura 3.6 se observan los flujos de calor y masa a los que está sujeta una piscina a la intemperie. Las pérdidas de calor involucradas son:

- Evaporación proveniente de la superficie del agua, \dot{Q}_{evap} .
- Radiación de onda larga desde de la superficie del agua, \dot{Q}_{rad} .
- Convección desde de la superficie del agua, \dot{Q}_{conv} .
- Conducción al suelo, \dot{Q}_{cond} .
- Suministro de agua de reposición (balance en el flujo de evaporación), \dot{Q}_{sup} .
- Calor extraído por la bomba de calor, \dot{Q}_S .

Por otro lado, la única ganancia que es posible considerar en este caso es:

- Radiación solar directa de onda corta sobre la superficie del agua, \dot{Q}_{sol} .

Es importante tomar en cuenta que el modelo desarrollado tiene como objetivo modelar el comportamiento térmico de la piscina cuando el objetivo es calentarla y mantenerla a una temperatura de operación deseada. En el caso de la presenta memoria, el propósito es extraer un flujo másico de agua con tal de absorber su energía y, finalmente, retornar ese mismo flujo a una temperatura menor. Es por ello que, en este caso, las únicas ganancias de calor que posee la piscina es por la radiación global del sol y, bajo ciertas condiciones, por convección y evaporación (cuando la temperatura del agua llega a temperaturas menores a la temperatura ambiente).

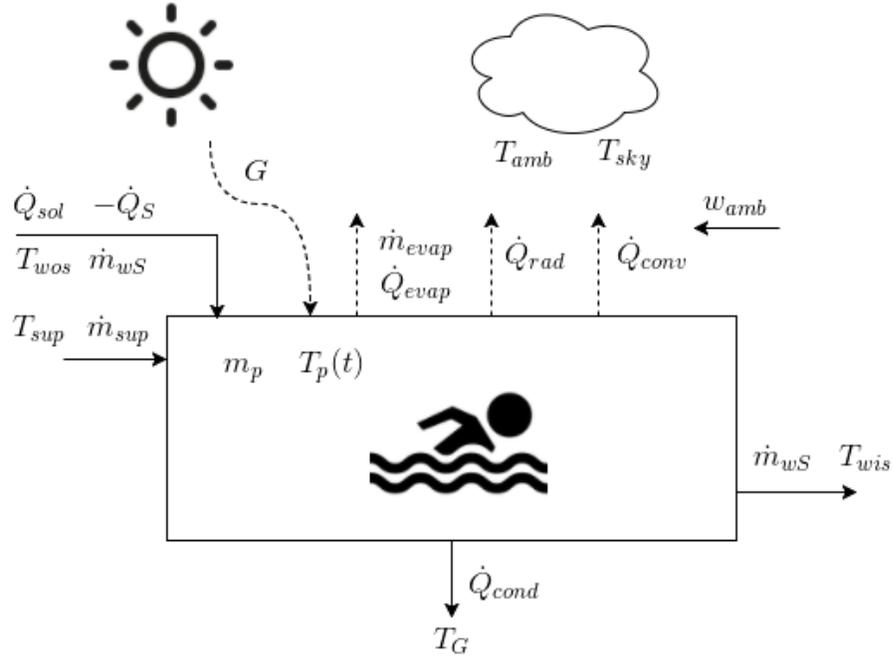


Figura 3.6: Flujos de calor y masa en la piscina.

La variación de temperatura de la piscina se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$V_p \rho_w c_{p,w} \frac{dT_p}{dt} = \sum (\dot{Q}_{gain} - \dot{Q}_{loss}) \quad (3.16)$$

donde ρ_w es la densidad del agua, $c_{p,w}$ su calor específico, V_p corresponde al volumen de agua de piscina y T_p representa su temperatura durante el transcurso de la simulación. Por su parte, \dot{Q}_{gains} y \dot{Q}_{losses} representan las tasas de transferencia de ganancia y pérdida de calor involucradas en el balance energético de la piscina. Con la intención de poder resolver la anterior ecuación, ambos flujos de calor deben ser expresados en términos de propiedades medibles tales como los datos climáticos y la temperatura del agua. En las siguientes secciones se presentan cada una de estas ecuaciones de flujo de calor.

3.2.2. Pérdidas de Calor

Evaporación

Las pérdidas de calor por evaporación constituyen el mayor factor de pérdida, llegando a representar más de un 60 % de las pérdidas totales de energía en una piscina [8]. La fuerza motriz de este proceso corresponde a la diferencia entre la presión de vapor en la superficie del agua, a temperatura T_p , y el aire ambiente, a temperatura T_{amb} . El coeficiente de transferencia de calor h_{evap} , por su parte, se calcula mediante una ecuación empírica en función de la

velocidad del viento w_{amb} . El área de transferencia coincide con el área superficial de la piscina A_p . Así, el flujo de calor por evaporación se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{evap} = A_p h_{evap} [p_{v,sat}(T_p) - p_{v,amb}] \quad (3.17)$$

$$h_{evap} = 50,58 + 66,9 \cdot w_{amb}^{0,5} \quad (3.18)$$

Radiación

La piscina pierde energía por el intercambio de radiación infraroja con el cielo. Por ello las pérdidas de radiación se pueden calcular mediante la siguiente ecuación 3.19:

$$\dot{Q}_{rad} = A_p \varepsilon_w \sigma \cdot (T_p^4 - T_{sky}^4) \quad (3.19)$$

donde ε_w representa la emisividad infraroja del agua y σ corresponde a la constante de Stefan-Boltzmann ($5,77 \cdot 10^{-8} [\frac{W}{m^2 K^4}]$). La temperatura del cielo T_{sky} corresponde a la temperatura ficticia de un cuerpo negro produciendo el mismo flujo de energía de radiación infraroja, que depende de la cubierta de nubes y de la humedad del aire.

Convección

Las pérdidas por convección, al igual que las pérdidas por evaporación, dependen de la velocidad del viento. Es por ello que se utiliza una ecuación de similares características.

$$\dot{Q}_{conv} = A_p h_{conv} \cdot (T_p - T_{amb}) \quad (3.20)$$

$$h_{conv} = 3,1 + 4,1 \cdot w_{amb} \quad (3.21)$$

donde h_{conv} corresponde al coeficiente convectivo de transferencia de calor. Por la manera en que está formulada la ecuación, si la temperatura ambiente llega a ser superior a la temperatura de la piscina, este flujo de calor pasa a ser una ganancia de energía para la piscina.

Conducción hacia el suelo

Este tipo de pérdidas suelen significar menos del 1% del total de pérdidas por lo que en el modelo simplemente se desprecian [8].

Suministro de agua limpia

Se debe suministrar agua con tal de compensar pérdidas de agua debido a evaporación, fugas e higiene. El agua de la piscina es reemplazada por agua proveniente de la red a una temperatura T_{sup} que se encuentra entre los 8°C y 12°C dependiendo de la localidad. Las pérdidas por agua de suministro se pueden calcular usando la primera ley de la termodinámica asumiendo un líquido incompresible.

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{m}_{sup} \cdot c_{p,w} \cdot (T_p - T_{sup}) \quad (3.22)$$

donde \dot{m}_{sup} corresponde al flujo másico de agua de suministro que suple las pérdidas de flujo por evaporación.

Calor extraído por la bomba de calor

Análogo a las pérdidas del suministro de agua, el calor cedido por el agua extraída desde la piscina se puede calcular aplicando un balance de energía. Este flujo de calor es equivalente a la capacidad de extracción de calor de la bomba de calor.

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{wS} \cdot c_{p,w} \cdot (T_p - T_{woS}) \quad (3.23)$$

donde \dot{m}_{wS} corresponde al flujo másico de agua que la bomba de calor extrae de la piscina y T_{woS} es la temperatura del agua a la salida de la bomba de calor.

3.2.3. Ganancias de Calor

Radiación solar

Las ganancias de calor por radiación solar directa, para una piscina a la intemperie, se pueden calcular según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{sol} = \alpha_p \cdot A_p \cdot G \quad (3.24)$$

donde G representa la radiación global horizontal y α_p el coeficiente absorción efectiva. El coeficiente de absorción depende de la profundidad de la piscina, la absorción del fondo y las paredes y el ángulo de incidencia de la radiación solar. Sin embargo, asumiendo una distribución isotrópica, la radiación difusa puede considerarse como radiación directa con un ángulo de incidencia de 71° lo que resulta una reflectancia del 16,4 % sobre la superficie del agua [8].

3.2.4. Resultados

Antes de aplicar el modelo matemático antes descrito y analizar los resultados finales, se verifica el orden de magnitud de cada una de las pérdidas y ganancias de calor involucradas en el balance energético de la piscina, con el propósito de comprobar si sus resultados son coherentes conforme con los supuestos considerados en su formulación. Si bien se clasificaron cada uno los mecanismos de transferencia según si representaban una ganancia o pérdida de calor para la piscina, en ciertos eventos las pérdidas por evaporación y convección (si la temperatura de la piscina llega a ser menor que la temperatura ambiente) podrían representar una ganancia de calor. Por esta razón, este análisis previo resulta sustancial en el estudio, ya que son cálculos que influyen en gran parte en el análisis y conclusión final sobre la factibilidad técnica y económica de la configuración.

Para el presente análisis, la simulación de la configuración (descrita en el Capítulo 4) se realiza considerando una casa de $250 [m^2]$ en la ciudad de Santiago, la cual cuenta con una piscina de área superficial de $20 [m^2]$ conectada a una bomba de calor de capacidad de calefacción nominal de $9 [kW]$. Se tomaron datos meteorológicos de tres fechas distintas del periodo de invierno, específicamente el primer día de Junio, Julio y Agosto; con el motivo de observar el comportamiento térmico de la piscina bajo diferentes escenarios, donde la principal diferencia se presenta en la temperatura ambiente y la radiación solar.

En la Figura 3.7 se observa un gráfico de barras con los resultados entregados por la simulación transiente, agrupados según el mecanismo de transferencia y diferenciados según el día. Con respecto a las pérdidas de calor por evaporación, su orden de magnitud no representa el mayor factor de pérdida, alejándose considerablemente de los resultados presentados por Hahne y Kubler [8]. Incluso para el primer día de Julio se obtienen ganancias por evaporación, lo que indica que existe un flujo másico de evaporación de entrada a la piscina, debido a que la presión de vapor del aire ambiente llega a ser mayor que el de la superficie del agua. Esto último también es posible desprenderlo de los valores de transferencia de calor por suministro de agua Q_{supply} , ya que el modelo se encarga de suplir las pérdidas de masa de agua por evaporación suministrando la misma cantidad de agua a una temperatura entre los $8^{\circ}C$ y $12^{\circ}C$ (temperatura del agua de la red). Al ser la temperatura de la piscina menor a estos valores, para los días de Junio y Agosto este flujo de calor representa una ganancia y para Julio una pérdida, reafirmando lo aseverado anteriormente.

Respecto a las pérdidas de calor por convección, se obtienen resultados esperados según lo señalado anteriormente. Entrando, durante la época de invierno (1 de Junio), se espera que la temperatura de la piscina se encuentre por sobre la temperatura ambiente y que este mecanismo de transferencia signifique una pérdida. Sin embargo, en pleno invierno, con el funcionamiento de la bomba y la reducción en la intensidad de la radiación solar Q_{sol} ; no resulta inusual esperar que la temperatura de la piscina disminuya bajo la temperatura ambiente y que, en este caso, el flujo de calor por convección acabe representando una ganancia de calor para la piscina.

Para finalizar, debido al considerable flujo másico que la bomba de calor extrae desde la piscina, las pérdidas de calor por la conexión directa de la bomba de calor con la piscina representan el mayor factor de pérdida. En este sentido, la bomba de calor es la principal

responsable en la reducción de la temperatura de la piscina, por lo que sus dimensiones representan un factor fundamental en la factibilidad de la configuración.

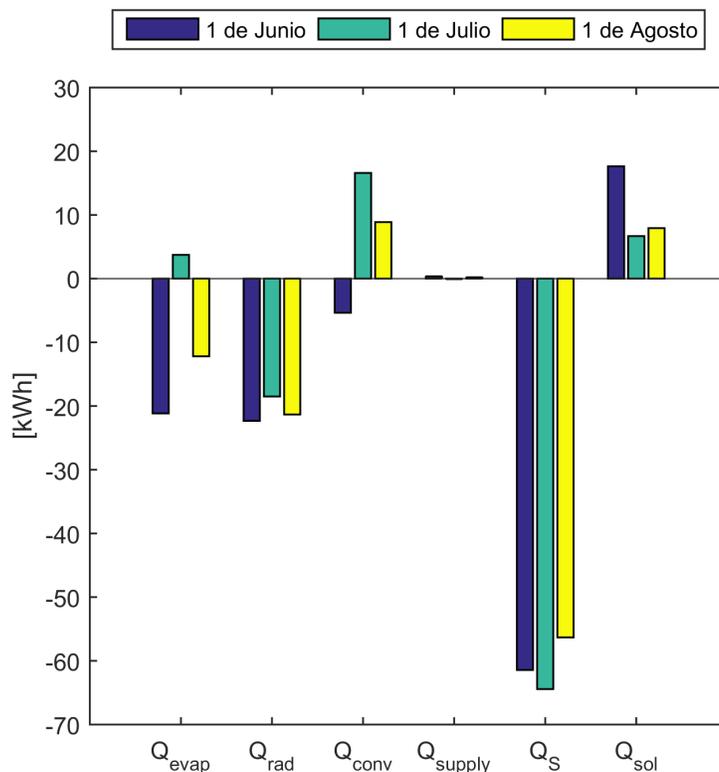


Figura 3.7: Ganancias y pérdidas de calor involucrados en el balance energético de la piscina en la ciudad de Santiago con $Q_{L,nom} = 9[kW]$, $A_p = 20[m^2]$ y $A_h = 250[m^2]$.

3.3. Conclusiones

En el presente capítulo se hizo mención a la modelación de la bomba de calor y la piscina. Acerca de la bomba de calor, el proceso de determinación de parámetros reveló estimaciones con un nivel de precisión satisfactorio, tomando en cuenta la simplicidad del modelo, con la mayor parte de las estimaciones dentro de la región del $\pm 10\%$ de error. De esta forma, se confeccionó la matriz de desempeño que caracteriza a la bomba de calor y es posible considerarla en el modelo transiente final.

En cuanto a la piscina, se presentaron todos los mecanismos de transferencia de la calor considerados en el balance energético y que determinan la temperatura de la piscina a lo largo de la simulación. Al realizar la simulación para tres días distintos en el periodo de invierno, se observó como difiere el orden de magnitud de las pérdidas en relación a los resultados presentados Hahne y Kubler [8]. La pérdida más significativa viene por parte de bomba de calor,

al reducirse considerablemente las pérdidas por evaporación debido a la baja temperatura de la piscina. Lo mismo sucede en el caso de la transferencia de calor por convección, donde dentro de la mayor parte de la simulación significa una ganancia de energía. Al trabajar con este componente en el análisis transiente, resulta importante considerar cada una de estas observaciones en el análisis final. A pesar de que el modelo significa una herramienta fundamental para la configuración final, es importante reconocer que se necesita de un estudio fluidotermodinámico profundo para poder determinar los fenómenos de flujo y estratificación de temperaturas que eventualmente podrían suceder en la piscina. Al considerar a la piscina como sólo un gran volumen de control, se omiten gran parte de estos fenómenos.

Capítulo 4

Metodología

El tipo de estudio y análisis desarrollado en la presente memoria es de tipo cuantitativo. Se establecen y se calculan indicadores que permiten cuantificar tanto el desempeño de la configuración, como los ahorros que se podrían presentar si se optara por este tipo de tecnología, en comparación a una instalación que funcione completamente a combustible. Es a través de estos indicadores que se puede realizar finalmente un análisis que permita estudiar el efecto que producen las variables o parámetros considerados en la simulación con respecto a estos indicadores.

Por ser un tipo de configuración poco estudiado, al considerar una piscina doméstica como fuente de calor, el estudio es esencialmente de tipo exploratorio. Al abordarlo surgen varias dudas sobre los fenómenos que se podrían presentar y como influyen estos a la factibilidad en una posible instalación doméstica. Igualmente el estudio presenta elementos de tipo descriptivo y explicativo, debido a que una bomba de calor “agua-agua” es un tipo de bomba que es posible encontrar en la literatura y que aplican al problema de investigación.

Se identifican cuatro variables principales que caracterizan la configuración analizada. Las localidades contempladas para el estudio corresponden a las ciudades de Valparaíso, Santiago y Concepción; puesto que en todas ellas es común encontrar piscinas domésticas de medianas dimensiones donde sería posible considerar la instalación. Es importante también considerar tanto las dimensiones de la casa como de la piscina, medidas en términos de los metros cuadrados superficiales. Por último, la capacidad de calefacción nominal de la bomba de calor juega un rol fundamental al momento de determinar si esta logra suplir las pérdidas de calor de la vivienda o bien si está sobredimensionada para la demanda de calefacción.

A continuación se presentan el procedimiento y métodos utilizados para cumplir con cada uno de los objetivos de la investigación. Se describe el modelo transiente desarrollado, con los supuestos asumidos en su formulación; la variación de los parámetros analizados y su relación con los componentes del sistema.

4.1. Procedimiento General

Con tal de cumplir con los objetivos de la presente memoria, se sigue el siguiente procedimiento:

1. Confección del modelo de la bomba de calor en estado estacionario mediante el programa EES, lo que contempla:
 - Definición de puntos termodinámicos en el ciclo de compresión de vapor, tomando en consideración los supuestos asumidos dentro de cada proceso.
 - Validación del modelo mediante datos de catálogo de una bomba de calor específica.
 - Elaboración de la matriz de desempeño de la bomba con datos de entrada fuera de sus condiciones de diseño.
2. Elaboración del modelo de simulación transiente mediante el programa TRNSYS, lo que incluye:
 - Selección de componentes involucrados en la configuración del sistema.
 - Definición datos de entrada y de salida en cada uno de los componentes.
 - Establecimiento de datos referentes a la simulación y posterior cálculo de indicadores termodinámicos y económicos mediante un postprocesamiento en MATLAB.
3. Evaluación en términos del desempeño termodinámico y la factibilidad económica en el país:
 - Determinación factibilidad termodinámica de la configuración respecto a los parámetros de la simulación.
 - Evaluación económica de la configuración según parámetros de la simulación en términos de ahorro anual y total.

En cada uno de estas etapas es necesario establecer una serie de supuestos y simplificaciones con tal de cumplir con los objetivos de la investigación. Resulta difícil poder considerar todas y cada una de las variables presentes en el problema, por lo que cada uno de los supuestos debe ser identificado y asumidos en función de los objetivos antes descritos. Por esta razón, en las siguientes secciones, se hace una descripción detallada sobre los modelos construidos, junto con los procedimientos analíticos posteriores.

4.2. Descripción del Modelo de Simulación Transiente

La herramienta utilizada para realizar la simulación transiente corresponde al software computacional TRNSYS 17.0 [1], desarrollado por el laboratorio de energía solar de la Universidad de Wisconsin–Madison. El programa posee una librería extensa de componentes (*types*), donde cada uno modela una de las partes del sistema completo. La librería estándar posee más de 150 modelos desde bombas de agua hasta turbinas eólicas, pasando por datos meteorológicos y equipamiento básico de climatización. Además, los modelos están desarrollados de manera que el mismo usuario pueda realizar modificaciones a este o, incluso, crear su propio módulo. Adicionalmente, se cuenta con una librería extendida llamada “*TESS*

Component Library” que considera más de 500 componentes complementarios a la biblioteca estándar. Todo esto demuestra la gran flexibilidad que posee el programa, permitiéndolo adaptarse a las exigencias y objetivos de la presente memoria. En las siguientes secciones se hace referencia a los parámetros involucrados en la simulación, sus interconexiones y supuestos asumidos para cada componente.

4.2.1. Descripción de la configuración

La configuración implementada en TRNSYS consta de cuatro componentes principales: la piscina, la bomba de calor, el radiador y la vivienda. En la Figura 4.1 es posible observar la integración entre estos cuatro componentes. La bomba de calor extrae el calor de la piscina a partir de la circulación de un flujo másico de agua a través del evaporador, ilustrado según los puntos 5 y 6. La casa se calefacciona gracias a la acción de radiadores, que permiten el intercambio de calor entre dos fluidos: el agua para calefacción y el aire al interior de la casa. El flujo másico de agua para calefacción absorbe calor al circular a través del condensador de la bomba de calor, y lo cede al aire convectivo, según los puntos 7 y 8. Por otro lado, el flujo de aire convectivo al interior de la casa se calienta mediante el radiador, ilustrado entre los puntos 9 y 10.

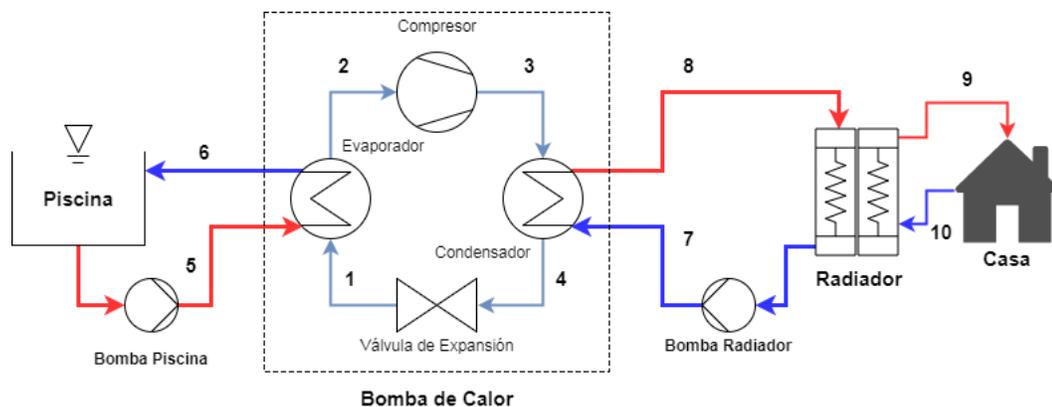


Figura 4.1: Distribución de componentes en la configuración implementada en TRNSYS.

En la Figura 4.2 se observa la implementación de la configuración antes descrita en el programa TRNSYS, específicamente en el “*Simulation Studio*”. Adicionalmente, es posible apreciar la conexión del controlador a las bombas de agua (piscina y radiador) y a la bomba de calor, determinando el funcionamiento de estos tres componentes. El controlador, además, tiene como valores de entrada la temperatura al interior de la vivienda y la temperatura del agua para calefacción. En la Tabla 4.1 se muestran los componentes involucrados en la configuración, junto con sus especificaciones dentro del programa.

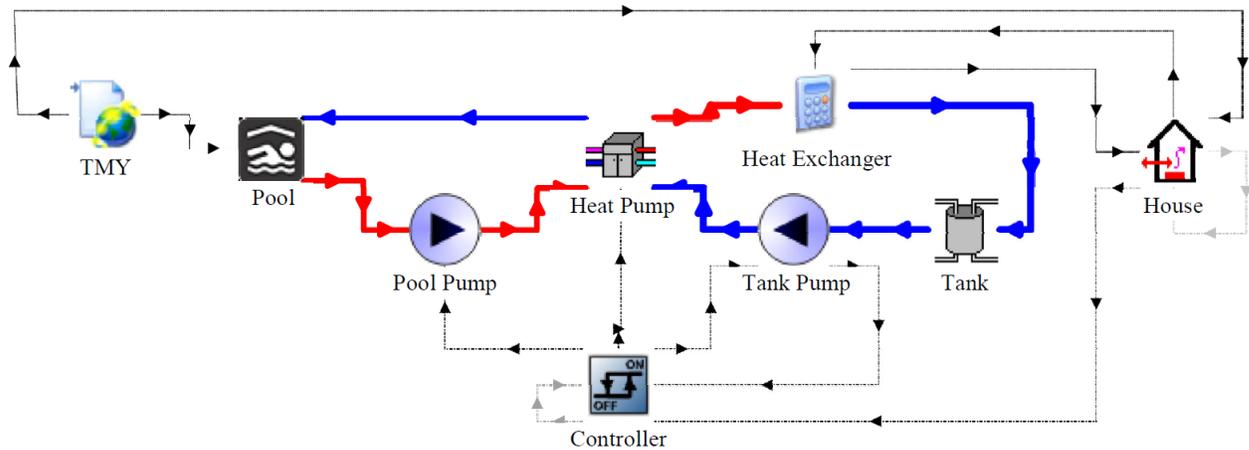


Figura 4.2: Modelo de simulación transiente implementado en TRNSYS

Tabla 4.1: Especificación de componentes de la configuración en TRNSYS

Nombre	Modelo TRNSYS	Proforma
Controller	Type 2b	Differential Controller
Heat Exchanger	Calculator	Calculator
Heat Pump	Type 927	Water – Water Heat Pump
House	Type 88	Single-Zone Lumped Capacitance
Pool	Type 144	Pool
Pool Pump	Type 3d	Single Speed Pump
Tank	Type 38	Algebraic Tank (Plug-flow)
Tank Pump	Type 3d	Single Speed Pump
TMY	Type 15-2	Weather Data Processor

4.2.2. Parámetros de la simulación

Para realizar un análisis sobre el desempeño termodinámico y evaluar la factibilidad económica del sistema, es necesario calcular indicadores en función de variables independientes y determinar el efecto que tienen sobre estos. Por ello, es imprescindible definir y manipular estas variables, estableciendo límites en su valor y todas las combinaciones posibles. Estas variables corresponden a los parámetros de la simulación, los cuales se presentan a continuación:

- Tamaño de la vivienda: [100 - 130 - 160 - 190 - 220 - 250 - 280 - 310 - 340 - 370] [m^2]
- Área superficial de la piscina: [10 - 15 - 20 - 25 - 30] [m^2]
- Capacidad de calefacción: [6 - 9 - 12 - 14 - 16 - 18] [kW]
- Localidades: Santiago, Valparaíso y Concepción.

Tomando en cuenta estos valores discretos, se llega a un total de 900 escenarios evaluados entre las distintas combinaciones de los parámetros de simulación. Con esta amplia gama de resultados, se procura poder realizar un análisis completo del sistema, estudiando la influencia e importancia de cada uno de los parámetros sobre los indicadores.

4.2.3. Datos meteorológicos

Para poder simular el funcionamiento de la configuración en una localidad específica, se necesita una base de datos meteorológicos que sean representativos de dicha localidad en ciclos anuales. Un formato de datos que se usa frecuentemente en simulaciones de viviendas, con el objetivo de conocer los costos de calefacción esperados, corresponde al TMY (*typical meteorological year*). Son datos seleccionados de manera de representar un rango de fenómenos meteorológicos, entregando promedios anuales que son consistentes con promedios a largo plazo. Específicamente, los datos TMY2 se derivan de la Base Nacional de Datos de Radiación Solar en Estados Unidos (NSRDB) de 1961 a 1990. De esta manera, al realizar un análisis económico con una duración de 20 años, se pueden obtener resultados que representen adecuadamente los costos esperados durante la vida útil del sistema.

Los datos utilizados dentro de la simulación corresponden a: la temperatura ambiente, la humedad relativa, la temperatura efectiva del “cielo”, la velocidad del viento y la radiación horizontal total. En la Tabla 4.2 se presentan los valores promedio de los datos meteorológicos extraídos de los archivos TMY, presentes en la biblioteca de TRNSYS. Tanto el valor de la temperatura ambiente como de la velocidad del viento corresponden al promedio de los datos considerados dentro del periodo de invierno, mientras que la amplitud térmica corresponde a la desviación estándar de los datos de la temperatura ambiente. Concepción y Valparaíso, debido a su cercanía al Océano Pacífico, presentan una amplitud térmica moderada (diferencia numérica entre los valores máximos y mínimos de temperatura), con temperaturas ambiente promedio en invierno de 9,4 y 12,5 [$^{\circ}C$], respectivamente. Al mismo tiempo, debido a esta cercanía, se presentan fuertes vientos durante los meses de invierno en ambas localidades. Santiago, por su parte, presenta una temperatura ambiente promedio de 9,8 [$^{\circ}C$] donde la Cordillera de la Costa actúa como un “biombo climático” oponiéndose a la propagación de la influencia marina, lo que contribuye al aumento de la oscilación térmica y la presencia de vientos calmos.

Tabla 4.2: Valores promedio de datos meteorológicos extraídos del archivo TMY

Localidad	Temperatura ambiente [$^{\circ}C$]	Amplitud térmica [$^{\circ}C$]	Velocidad del viento [$\frac{m}{s}$]
Concepción	9,4	3,7	35,7
Santiago	9,8	5,3	26,5
Valparaíso	12,0	5,0	37,9

Otro aspecto importante es la radiación global horizontal que se presenta durante el invierno. La Figura 4.3 muestra el comportamiento anual de la radiación global horizontal durante los meses de invierno en las tres localidades, sin mostrar diferencias considerables

entre ellas. Las tres localidades se encuentran en una zona que cuenta con una suma anual de radiación global horizontal promedio cercana a los $1800 [kWh/m^2]$, lo que explica de cierta manera la similitud en el comportamiento de esta.

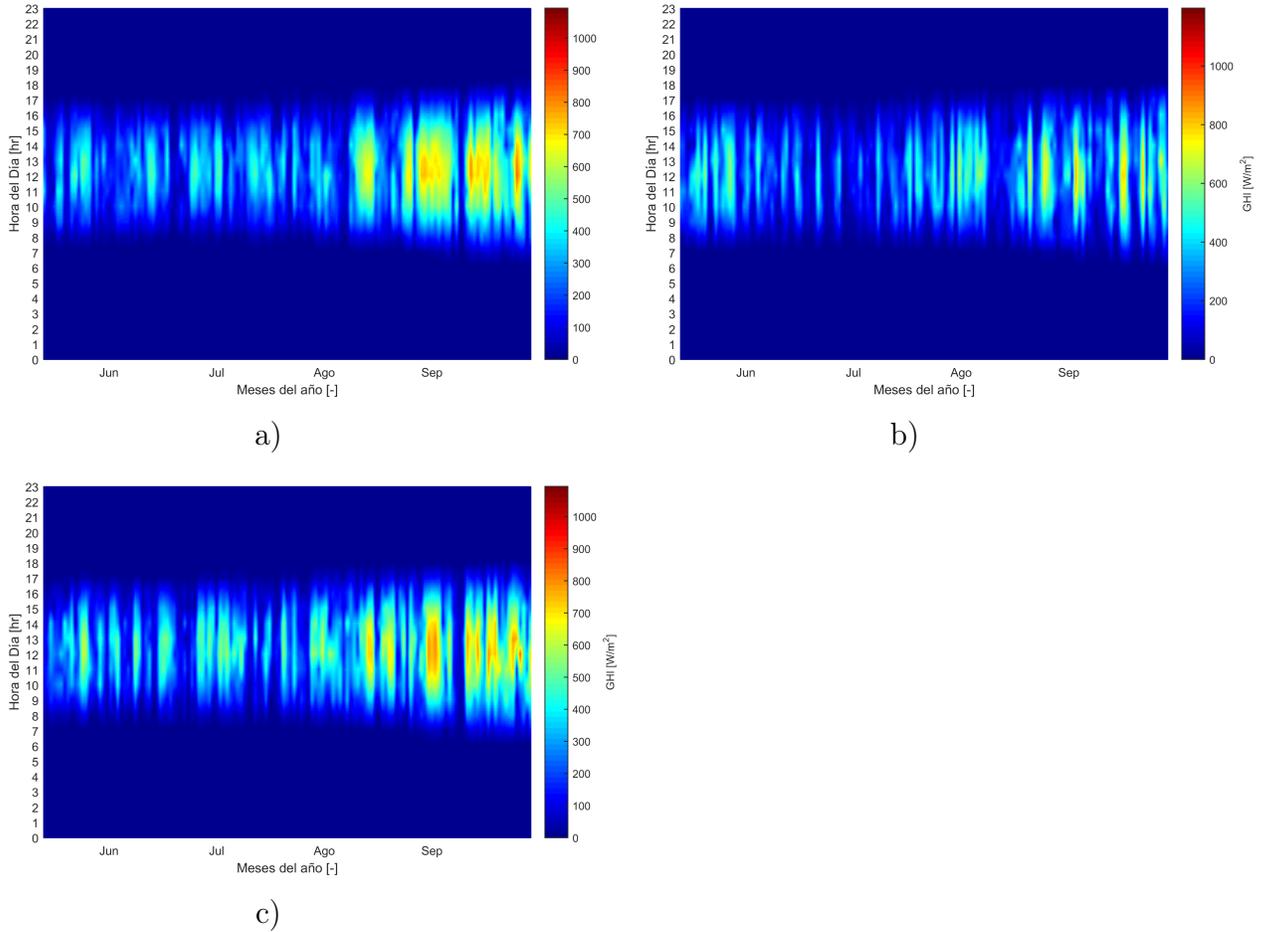


Figura 4.3: GHI horario de un año típico (a) *Concepción* (b) *Santiago* (c) *Valparaíso*

4.2.4. Bomba de calor

Dentro de la librería *TESS Component Library* se encuentra una amplia variedad de equipamientos referentes a procesos de climatización, desde aire acondicionado hasta radiadores, pasando por intercambiadores de calor, calderas, entre otros. De esta librería se emplea el componente *Type 927 “Water-Water Heat Pump”*, en el cual se incluye la matriz de desempeño de la bomba de calor elaborada en *EES*. En este componente se introduce la matriz como un archivo externo, con los valores de flujo másico, capacidad de calefacción y consumo eléctrico expresados en proporción a los valores nominales de la bomba de calor. Por tanto, dentro de los parámetros del componente, es necesario indicar estos cuatro valores nominales: flujo másico a la entrada del evaporador y condensador, capacidad de calefacción y potencia de la bomba de calor. De esta manera, frente a un punto de operación específico, el componente determina la capacidad de calefacción y potencia de la bomba de calor, realizando una interpolación dentro de la matriz.

Como se mencionó anteriormente, uno de los parámetros variables de la simulación corresponde a la capacidad de calefacción nominal de la bomba. Frente a esto, se establece un criterio para el cálculo de los otros tres valores nominales, puesto que estos deben estar en concordancia con el aumento en la capacidad de la bomba. En concreto, si la capacidad de calefacción de la bomba aumenta, se espera que su potencia y flujos máscicos de agua también lo hagan, pero es indispensable determinar la magnitud de dicho aumento. Por consiguiente, se determina la potencia de consumo nominal $\dot{W}_{c,nom}$ manteniendo constante el valor del COP nominal COP_{nom} de la bomba de calor. Por otro lado, los flujos máscicos de entrada se determinan conservando la misma variación de temperatura ΔT que ocurre en su punto de operación nominal, con un valor cercano a los 5 [°C]. Los valores nominales determinados para las dos bombas de calor, según estas ecuaciones, se resumen en la Tabla 4.3.

$$\dot{W}_{c,nom} = \frac{\dot{Q}_{L,nom}}{COP_{nom}} \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{wS,nom} = \dot{m}_{wL,nom} = \frac{\dot{Q}_{L,nom}}{c_{p,w}\Delta T} \quad (4.2)$$

Tabla 4.3: Variación de parámetros nominales en cada bomba de calor.

	V036W			V060W		
$\dot{Q}_{L,nom}$ [kW]	6	9	12	14	16	18
$\dot{W}_{c,nom}$ [kW]	1,24	1,91	2,48	2,63	3,01	3,38
$\dot{m}_{ws,nom}$ [kg/s]	0,287	0,441	0,587	0,620	0,693	0,797
$\dot{m}_{ws,nom}$ [kg/s]	0,287	0,441	0,587	0,620	0,693	0,797

4.2.5. Radiador

Dentro de la simulación, el mayor énfasis (en términos del nivel de modelación) está en la bomba de calor y la piscina, respondiendo a los objetivos de la presente memoria. Por lo que, para los demás componentes del sistema, los modelos son de menor complejidad y con aproximaciones más gruesas, sin detallar excesivamente en los fenómenos que ocurren en ellos. En el caso de los radiadores, las ecuaciones empleadas en su modelación replican un intercambiador de calor agua-aire, donde la temperatura de entrada del agua corresponde a la temperatura del agua para calefacción a la salida de la bomba de calor T_{wol} , y la temperatura del aire, por su parte, corresponde a la temperatura al interior de la casa T_r . Se asume una eficiencia de intercambio ε_{hx} de 67% y una capacidad calorífica mínima C_{min} dependiente del flujo máscico de aire, como se expresa en las siguientes ecuaciones.

$$\dot{Q}_{hx} = \varepsilon_{hx}\dot{Q}_{max} \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{wol} - T_r) \quad (4.4)$$

$$C_{min} = c_{p,a}\dot{m}_a \quad (4.5)$$

Con el propósito de estimar un flujo másico de aire \dot{m}_a , se aplica un factor $k_a = 0, 1$, de manera de relacionar el caudal convectivo ascendente de aire con la capacidad de calefacción nominal $\dot{Q}_{L,nom}$, conforme:

$$\dot{m}_a = k_a \rho_a \dot{Q}_{L,nom} \quad (4.6)$$

Finalmente, se determina la temperatura a la salida del radiador T_{wor} (que coincide con la temperatura a la entrada de la bomba de calor T_{wil}) aplicando un balance de energía y considerando el calor transferido durante el proceso de intercambio \dot{Q}_{hx} .

$$T_{wor} = T_{wil} = T_{wol} - \frac{\dot{Q}_{hx}}{\dot{m}_w L C_{p,w}} \quad (4.7)$$

4.2.6. Vivienda

Respecto a la vivienda, se emplea el modelo de vivienda *Single Zone Models* de una única zona, específicamente el componente *Type 88 "Lumped Capacitance Building"*. Para el cálculo de la temperatura de la vivienda T_r durante la simulación, el programa TRNSYS resuelve un balance de energía en cada paso de tiempo, teniendo dos flujos de calor considerados: el calor suministrado en el radiador \dot{Q}_{hx} y las pérdidas de calor con la temperatura ambiente \dot{Q}_{loss} :

$$CAP \frac{dT_r}{dt} = \dot{Q}_{hx} - \dot{Q}_{loss} \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{loss} = U_t A_t (T_r - T_{amb}) \quad (4.9)$$

donde U_t representa el coeficiente de transferencia de calor de la vivienda con un valor de $0,65[\frac{W}{m^2K}]$ (Ver Apéndice A). Cabe señalar que en los parámetros de la simulación, el valor de los metros cuadrados de vivienda A_s corresponden al área superficial de la vivienda y no a su área de intercambio con el aire exterior A_t . Con el fin de determinar A_t , se aplica un factor F que corresponde a la razón entre A_s con A_t , que depende linealmente del área superficial A_s conforme la siguiente ecuación:

$$A_t = \frac{A_s}{F} \quad (4.10)$$

$$F = 4,815 \cdot 10^{-4} A_s + 0,362 \quad (4.11)$$

$$V = A_s^{3/2} \left(\frac{\sqrt{2}}{4} \right) \left(\frac{1}{F} - 1 \right) \quad (4.12)$$

Por último, con respecto a la capacitancia total de la vivienda CAP se estima un valor de la capacitancia por metro cuadrado de $cap_A = 16,6 \frac{kJ}{m^2K}$, que involucra los muebles dentro de la vivienda y unos pocos milímetros de grosor de la pared (Ver Apéndice A).

$$CAP = cap_A A_s \quad (4.13)$$

4.2.7. Estanque

En la configuración del sistema en TRNSYS, la conexión de la bomba de calor con los radiadores se considera directa, es decir, corresponde a un circuito cerrado, sin tomar en cuenta un estanque de almacenamiento. Sin embargo, para simular esta conexión en TRNSYS, resulta necesario expresar el volumen de agua que se encuentra en el circuito cerrado en cada paso de tiempo Δt , con tal de determinar su temperatura de entrada y salida. Es por ello que se ubica un estanque entre el radiador y la bomba de calor con un volumen V_{tank} que coincide con el volumen de agua que se considera durante un paso de tiempo, según la siguiente ecuación:

$$V_{tank} = \frac{\dot{m}_w L \Delta t}{\rho_w} \quad (4.14)$$

donde ρ_w corresponde a la densidad del agua. Con la estimación del volumen del agua para calefacción se determina la capacitancia térmica del circuito cerrado la cual permite modelar su inercia térmica, es decir, la velocidad con que el agua para calefacción cede y entrega calor. Así la temperatura a la salida del radiador (y entrada a la bomba de calor) se determina conforme a una ecuación de similares características a la ecuación 3.16 del cálculo de la temperatura de la piscina. En este caso, los flujos de calor considerados son el calor entregado por la bomba de calor \dot{Q}_L y lo suministrado a la vivienda \dot{Q}_{hx} .

$$V_{tank} \rho_w c_{p,w} \frac{dT_{tank}}{dt} = \dot{Q}_L - \dot{Q}_{hx} \quad (4.15)$$

4.2.8. Piscina

En cuanto a la piscina, el parámetro variable de la simulación corresponde a su área superficial A_p por lo que el volumen de agua de la piscina V_p se calcula según la siguiente

ecuación, asumiendo una altura promedio h^* de $1,85[m]$.

$$V_p = A_p h^* \quad (4.16)$$

El modelo no considera una cubierta sobre la superficie de la piscina. Al mismo tiempo, se considera un factor de entorno (*Factor of Surroundings*) de 2, que considera que la piscina se encuentra ubicada en una casa dentro de la ciudad, con una alta densidad de viviendas aledañas.

4.2.9. Controlador

Finalmente, el último componente característico de la configuración es el controlador. En las simulaciones se representa por un controlador diferencial con histéresis de temperatura. Este componente enciende y apaga la bomba de calor, junto con las bombas de agua de la piscina y el agua de calefacción. Se emplea el componente “*type 2b*” con una temperatura de entrada superior $T_h = 22[^\circ C]$, una banda muerta superior $\Delta T_h = 3[^\circ C]$ y una temperatura de entrada inferior igual a la temperatura presente al interior de la casa, es decir, $T_l = T_r$. De esta manera, si la temperatura al interior de la casa llega a ser menor a $19[^\circ C]$, el controlador activa la bomba de calor y las bombas auxiliares hasta que se sobrepasen los $22[^\circ C]$, apagando nuevamente los tres componentes. Sumado a ello, el controlador desactiva los tres componentes si la temperatura de entrada a la bomba de calor T_{wil} sobrepasa los $60[^\circ C]$, debido a restricciones de seguridad de la operación propia de las bombas de calor.

En la figura 4.4 se observan los perfiles de temperatura de la piscina, del agua de calefacción, del aire ambiente y del aire interior de la casa a lo largo de un día, específicamente, el 1 de Julio en la ciudad de Santiago. Se reconocen los periodos de funcionamiento de la bomba de calor cuando las temperaturas del agua de entrada a la bomba de calor T_{wil} y T_{wis} , difieren a las de salida T_{wol} y T_{wos} . Resulta evidente notar la acción del sistema de control en la configuración, puesto que, cuando la temperatura en la casa T_r baja de los $19[^\circ C]$, la bomba de calor se enciende hasta que esta alcance los $22[^\circ C]$. Cabe señalar que estos valores se definen según la temperatura de confort, la cual depende de la humedad relativa de la localidad. Las tres localidades consideradas presentan una humedad relativa promedio del 80% durante el invierno, lo que indica una temperatura de confort térmico a partir de los $20[^\circ C]$ según la norma 55 de ASHRAE [15]. Al determinar esta temperatura, además de garantizar una sensación de confort, se controla el gasto energético, evitando un consumo de electricidad innecesario.

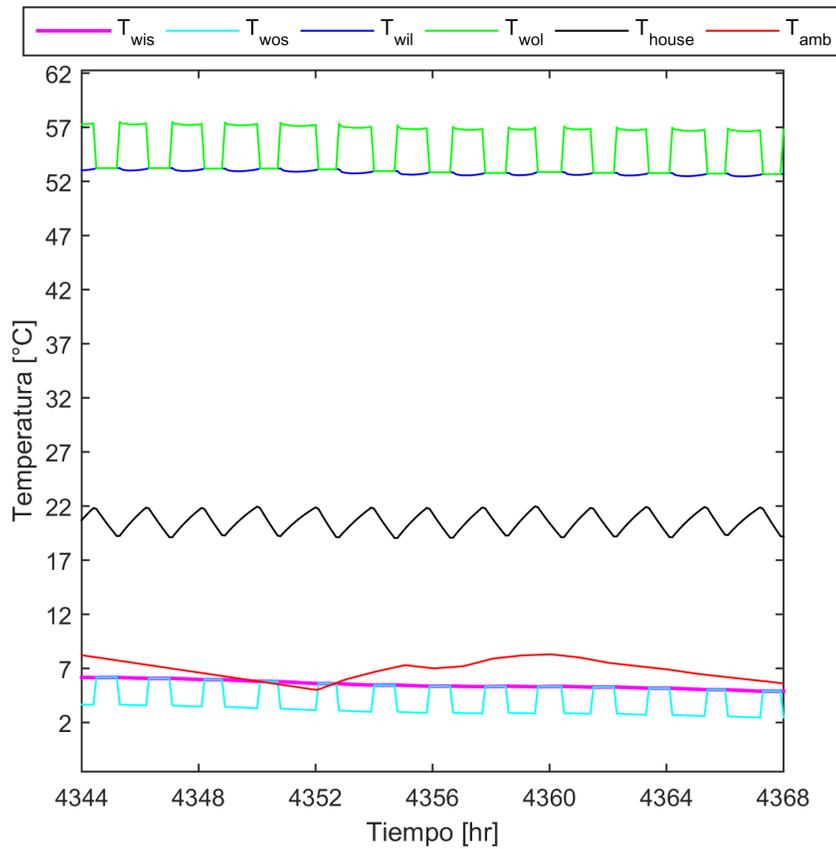


Figura 4.4: Perfil de temperaturas de la configuración: Santiago, 1 de Julio, 9 [kW] capacidad de calefacción nominal, 20 [m^2] de área superficial de piscina y 250 [m^2] superficiales de casa.

4.3. Análisis Económico

En general, las bombas de calor se caracterizan por un alto costo de adquisición e instalación y costos de operación y mantenimiento bajos. Por lo tanto, el principal desafío en un análisis económico radica en comparar la inversión inicial con los costos de operación y mantenimiento futuros. Además, resulta interesante poder determinar los ahorros que podría implicar una eventual instalación de una bomba de calor en comparación a una instalación que funcione totalmente en base a combustible.

El método empleado en este estudio corresponde al método *Life-Cycle Savings* (LCS) [16]. En este caso, el LCS corresponde a la diferencia entre los costos de ciclo de vida de un sistema convencional alimentado por combustible con los costos de ciclo de vida de una instalación de bomba de calor. El método LCS compara originalmente un sistema solar y un calentador auxiliar, pero es fácilmente aplicable a otros sistemas.

Para determinar el LCS se utiliza el método P_1, P_2 el cual corresponde a un análisis rápido y conveniente en términos de consumo de recursos computacionales. Se determina mediante

la siguiente expresión:

$$LCS = P_1 C_{F1} L - P_2 C_s \quad (4.17)$$

donde P_1 corresponde a la razón entre los ahorros de costo combustible durante el periodo de vida y el costo de combustible en el primer año de análisis, C_{F1} el costo de la energía según los precios de combustible y electricidad presentes en el primer año de análisis y L la demanda anual de calefacción. Por otro lado, el término P_2 corresponde a la razón entre gastos incurridos debido a la inversión de capital adicional y la inversión inicial, y C_s los costos asociados a la adquisición e instalación del sistema. El término P_1 se expresa de la siguiente forma:

$$P_1 = (1 - C\bar{t})PWF(N_e, i_F, d) \quad (4.18)$$

donde la función $PWF(N, i, d)$ corresponde al factor que determina el valor presente de una serie de N pagos con una tasa de inflación i por periodo y una tasa de descuento d .

$$PWF(N, i, d) = \sum_{j=1}^N \frac{(1+i)^{j-1}}{(1+d)^j} = \begin{cases} \frac{1}{d-i} [1 - \frac{(1+i)^N}{1+d}] & \text{si } i = d \\ \frac{N}{1+i} & \text{si } i \neq d \end{cases} \quad (4.19)$$

Por su parte P_2 se expresa como:

$$\begin{aligned} P_2 = & D + (1 - D) \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \\ & - \bar{t}(1 - D) [PWF(N_{min}, m, d) (m - \frac{1}{PWF(N_L, 0, m)}) + \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)}] \\ & + M_s(1 - C\bar{t})PWF(N_e, i, d) + tV(1 - \bar{t})PWF(N_e, i, d) \\ & - \frac{C\bar{t}}{N_D} PWF(N'_{min}, 0, d) - \frac{R_v}{(1+d)^{N_e}} (1 - C\bar{t}) \end{aligned} \quad (4.20)$$

Con

C - booleano que indica si el sistema produce ingresos o no (1 o 0, respectivamente)

i - tasa de inflación general

i_F - tasa de inflación del combustible

d - tasa de descuento

m - tasa de interés del préstamo

t - impuesto al patrimonio basado en el valor tasado

\bar{t} - tasa efectiva del impuesto a la renta

N_e - periodo de análisis económico

N_L - plazo del préstamo

N_D - periodo de depreciación

N_{min} - periodo donde los pagos del préstamo contribuyen al análisis

N'_{min} - periodo donde la depreciación contribuye al análisis

D - razón entre el pago inicial fuera de préstamo y la inversión inicial

M_s - razón entre los costos varios (seguro y mantención) y la inversión inicial

V - razón entre el valor tasado del sistema evaluado en el primer año y la inversión inicial

R_v - razón entre el valor de reventa al final de periodo de análisis y la inversión inicial

En esta expresión es posible diferenciar siete términos. El primero corresponde al pago inicial que no forma parte del préstamo. Todos los demás, al tener la función $PWF(N, i, d)$, representan el costo durante la vida útil de una serie de pagos en proporción con la inversión inicial. Siguiendo entonces, el segundo término representa los costos durante la vida útil de la hipoteca con una tasa de interés m ; el tercero, deducción del impuesto a la renta referente al interés; el cuarto, costos varios como mantenimiento y seguro; el quinto, impuesto al patrimonio; el sexto, deducción del impuesto a la renta mediante el método lineal; y el séptimo, el valor presente neto del valor de reventa de la instalación al final del periodo del análisis económico.

Si bien el flujo de caja cambia año a año, es posible “anualizar” los costos determinando pagos iguales que son equivalentes a las series variables. Así es posible estimar los ahorros (o costos) que se presentarían anualmente, junto con determinar el ahorro total de la instalación durante su vida útil. El ahorro anualizado de la vida útil es posible determinarlo mediante la siguiente ecuación:

$$ALCS = \frac{LCS}{PWF(N_e, 0, d)} \quad (4.21)$$

4.4. Conclusiones

En el presente capítulo se presentaron los aspectos relevantes alrededor de la investigación, además de la descripción de la configuración final del dispositivo. Se reconoce así un tipo de estudio cuantitativo con elementos de tipo exploratorio y descriptivo, teniendo como herramienta principal el programa TRNSYS para realizar el análisis transiente. Para el procedimiento de análisis se consideran cuatro parámetros variables correspondientes al clima del lugar, el tamaño de la vivienda, el área superficial de la piscina y la capacidad de calefacción de la bomba de calor, con tal de determinar su efecto y orden de magnitud. Para cada componente se destacaron sus principales supuestos considerados, sus ecuaciones gobernantes y, también, como se relaciona y se integra con los demás componentes de la configuración, vinculando al mismo tiempo sus características con los parámetros de la simulación. Por otro lado, el sistema de control demuestra cumplir su función según la demanda de calefacción de la casa, asegurando un nivel de confort térmico durante todo el invierno, si la capacidad de calefacción de la bomba así lo permite.

Se concluye que el procedimiento de análisis junto a la configuración elaborada en TRNSYS permite realizar un análisis global y bajo un considerable número de escenarios posibles, con el objetivo de determinar la factibilidad del dispositivo según distintas condiciones. No obstante, como se mencionó anteriormente, el mayor nivel de profundidad en la modelación se presenta en la bomba de calor y la piscina, teniendo un modelo de vivienda y radiadores relativamente simple. Es posible elaborar un modelo de casa más complejo y completo pero requiere asumir una geometría específica de vivienda, alejándose del objetivo general de la presente investigación.

Por último, en relación al análisis económico, se presentó el método *LCS*, caracterizado por ser rápido y conveniente computacionalmente e igualmente íntegro y global. Si bien puede parecer que se necesita de una gran cantidad de información (debido al elevado número de indicadores) muchos de ellos no aplican al análisis que se incurre en la presente memoria. En concreto, no se considera un préstamo ni un valor de reventa al final del periodo de análisis.

Capítulo 5

Resultados y Análisis

En este capítulo se analiza el desempeño termodinámico, además de la factibilidad económica en términos de ahorro de la configuración del sistema de calefacción del interior de una vivienda. En primera instancia se presentan los indicadores de desempeño, referentes a la eficiencia del sistema y el confort térmico que genera. Posteriormente, se exponen los resultados del análisis transiente y se analizan en función de los parámetros de la simulación, es decir, el área superficial de la piscina, los metros cuadrados de casa, la potencia nominal de la bomba de calor y la localidad. En relación al análisis económico, se efectúa una estructura de similares características, presentando la expresión final del indicador de ahorros de ciclo de vida *LCS* (*Life Cycle Savings*), para seguir inmediatamente con el análisis económico, determinando la relación existente entre los ahorros y los parámetros de la simulación.

5.1. Indicadores de Desempeño

Para evaluar el desempeño termodinámico de la configuración se establecen cuatro indicadores determinados a partir de parámetros tales como la energía consumida por la bomba de calor y el calor proporcionado al interior de la casa. Además, resulta interesante determinar las horas de funcionamiento de la bomba de calor con respecto a la duración del periodo de invierno y si, efectivamente, se alcanza el nivel de confort térmico deseado durante la mayor parte de este.

En primer lugar, para cuantificar el desempeño de la bomba de calor, se emplea como indicador el coeficiente de rendimiento medio \overline{COP} . Los parámetros de energía eléctrica y térmica corresponden a los valores integrados durante todo el periodo de invierno, considerado desde el 15 de Mayo hasta el 31 de Septiembre, y no a las tasas instantáneas de transferencia. Asimismo, se hace la diferencia entre el desempeño que presenta la bomba de calor \overline{COP}_{hp} y la configuración del sistema completo \overline{COP}_{sist} . En la bomba de calor se considera el calor suministrado al agua para calefacción Q_L mientras que, para la configuración, se toma en cuenta el calor suministrado al interior de la vivienda Q_{hx} . No obstante, en ambas se considera sólo la energía eléctrica consumida por la bomba de calor W_{hp} .

$$\overline{COP}_{hp} = \frac{Q_L}{W_{hp}} \quad (5.1)$$

$$\overline{COP}_{sist} = \frac{Q_{hx}}{W_{hp}} \quad (5.2)$$

Además de calcular el rendimiento del sistema, también resulta importante cuantificar el nivel de confort térmico que genera la instalación y, al mismo tiempo, determinar las horas de funcionamiento de la bomba de calor respecto a la duración del periodo de invierno. Para ello, se establecen dos indicadores para cuantificar ambos aspectos en relación a las horas en las que transcurre la simulación t_{sim} , las que equivalen a las horas duración del periodo de invierno. En cuanto a las horas de funcionamiento de la bomba, se establece el indicador R_{func} el cual corresponde a la razón entre las horas de funcionamiento t_{func} de la bomba de calor con respecto a t_{sim} .

$$R_{func} = \frac{t_{func}}{t_{sim}} \quad (5.3)$$

De igual manera, se establece el indicador R_{conf} , el cual expresa la razón entre las horas que se alcanza el nivel de confort térmico deseado t_{conf} , osea, por sobre los 20 [°C], y el total de horas consideradas en la simulación t_{sim} .

$$R_{conf} = \frac{t_{conf}}{t_{sim}} \quad (5.4)$$

Cabe destacar que ambos indicadores se relacionan en gran parte con el dimensionamiento de la bomba de calor, ya que si esta funciona por un gran número de horas implica que la capacidad de calefacción de la bomba de calor no es suficiente para suplir las pérdidas y necesita de largas horas de funcionamiento para lograr el confort térmico deseado. Por el contrario, si la bomba de calor estuviera sobredimensionada, su capacidad nominal supera considerablemente las pérdidas de calor de la casa, entonces se estaría incurriendo en un gasto innecesario en el equipo de la bomba de calor. Además, las horas de funcionamiento influyen directamente en los costos por mantención, puesto que, a mayor número de horas, más operaciones de mantención serán necesarias para garantizar la vida útil del equipo.

5.2. Análisis de Desempeño

Tanto la metodología como los indicadores descritos anteriormente, presentan como objetivo la evaluación técnica del sistema de calefacción, a partir de los resultados obtenidos del modelo de simulación transiente desarrollado en el programa TRNSYS. Para la evaluación se realizaron cuatro análisis distintos sobre la configuración del sistema, de manera de determinar el efecto que tienen estos cuatro parámetros sobre cada uno de los indicadores de desempeño.

5.2.1. Área superficial de la piscina

En primera instancia, se analiza el comportamiento que presenta la configuración respecto a la conexión directa entre la piscina y la bomba de calor. Para ello, se determina el efecto que representa la variación de las dimensiones de la piscina frente al funcionamiento y rendimiento que posee la bomba de calor. En este contexto, la Figura 5.1 muestra el efecto del aumento del área superficial de la piscina sobre el ratio de funcionamiento para diferentes áreas superficiales de la vivienda. Es posible observar que el ratio de funcionamiento aumenta a mayor área superficial de la vivienda pero se reduce levemente al aumentar el área superficial de la piscina. En el primer caso, al aumentar el área superficial de la vivienda, también aumenta el área de transferencia y las pérdidas de calor con el aire ambiente, por lo que la bomba de calor deberá funcionar por un mayor número de horas para satisfacer los requerimientos de calefacción. Por otro lado, el área superficial de la piscina, se observa que la disminución en el ratio de funcionamiento se acentúa mientras aumenta el área superficial de la vivienda. Para $100 \text{ [m}^2\text{]}$ el ratio de funcionamiento no se ve alterado frente al aumento del área superficial de la piscina, mientras que para $340 \text{ [m}^2\text{]}$ ya es posible notar una leve disminución. Este comportamiento se atribuye a la disminución en la capacidad de calefacción que presenta la configuración durante los meses de pleno invierno, cuando los requerimientos de calefacción son los más elevados.

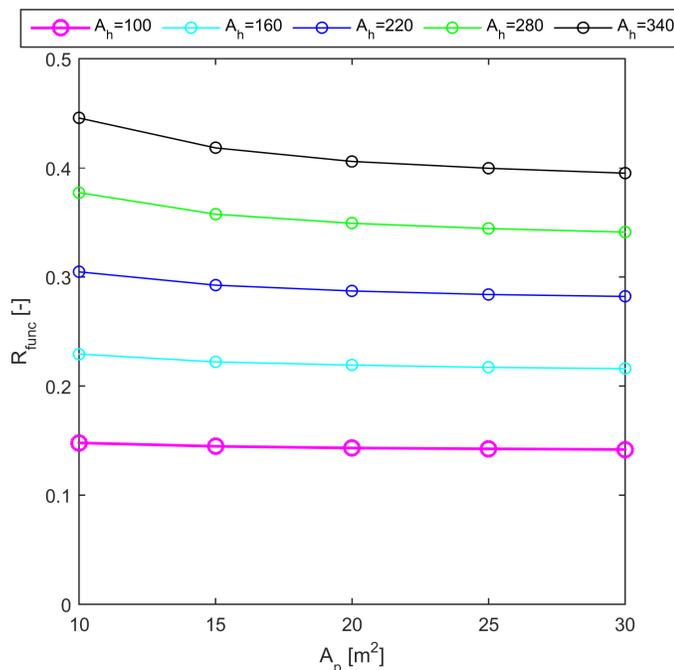


Figura 5.1: Variación del ratio de funcionamiento en función del área superficial de la piscina en la ciudad de Santiago con 14 [kW] de capacidad de calefacción nominal de la bomba de calor.

La Figura 5.2 muestra la variación de la temperatura de la piscina y la capacidad de calefacción de la bomba de calor a lo largo de todo el periodo de invierno. La capacidad de calefacción promedio diaria se calcula al integrar el total del calor suministrado a la vivienda y dividirlo por el tiempo de funcionamiento de la bomba de calor, sobre cada día

del invierno. En la Figura 5.2 (a), donde se considera una piscina con un área superficial de $10 [m^2]$, es posible notar una disminución considerable en la capacidad de calefacción de la bomba de calor durante los meses de Junio y mayormente en Julio, presentando el mismo comportamiento que la variación de la temperatura de la piscina, la cual alcanza temperaturas bajo los $0 [^{\circ}C]$. Por otro lado, en la Figura 5.2 (b) con una piscina de área superficial de $30 [m^2]$, se observa una disminución leve en la capacidad de calefacción, en concordancia con las temperaturas que presenta la piscina (siempre por sobre los $0 [^{\circ}C]$).

La capacidad de calefacción de la bomba de calor, junto con la potencia de consumo eléctrico, dependen de la magnitud de los flujos másicos y temperaturas del agua a la entrada del evaporador y condensador. Puesto que las bombas de agua trabajan con el mismo flujo másico en ambos intercambiadores, ya que en ambos casos la bomba de calor posee una capacidad de calefacción nominal de $14 [kW]$, una menor capacidad de calefacción se asocia a una disminución en la temperatura del agua de entrada. Los requerimientos de calefacción de la vivienda llegan a ser tan elevados que la bomba de calor necesita extraer una gran cantidad de calor de la piscina y, si esta es de dimensiones reducidas, su temperatura bajará considerablemente durante estos periodos de alta demanda. Como resultado, a menor área superficial de la piscina, menor será la temperatura en la piscina y, por lo tanto, menor la capacidad de calefacción de la bomba de calor. En resumen, la temperatura de la piscina dependerá de su capacidad calorífica y de la magnitud de la demanda de calefacción de la vivienda. Si la demanda de calefacción es elevada y las dimensiones de la piscina son reducidas, la capacidad de calefacción de la bomba de calor puede disminuir notablemente.

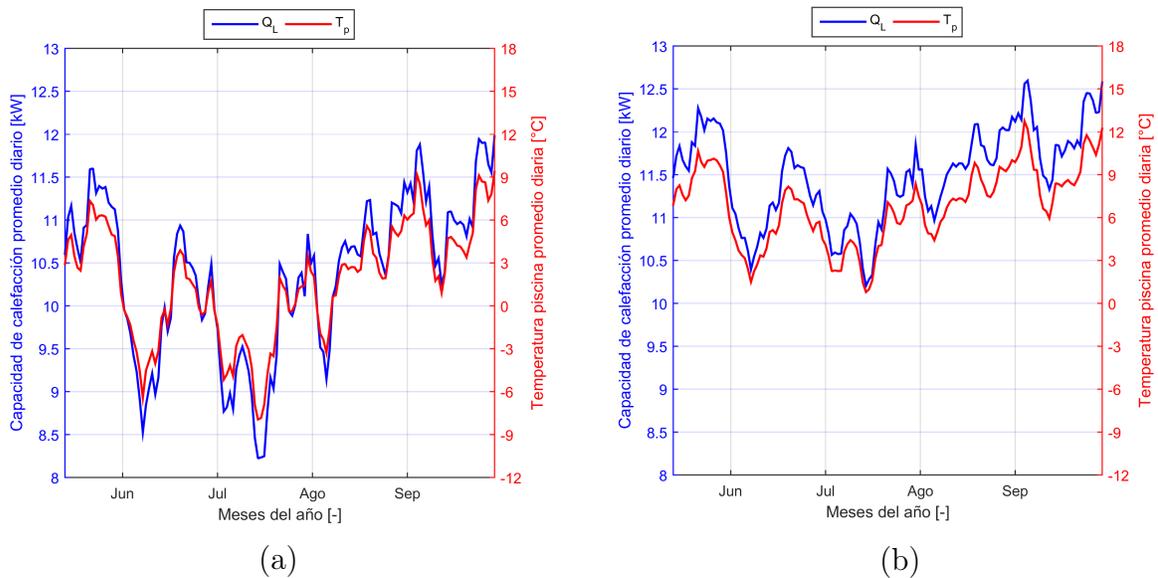


Figura 5.2: Variación de la capacidad de calefacción y la temperatura de piscina promedio diaria durante el periodo de invierno en la ciudad de Santiago con $Q_{L,nom} = 14[kW]$ y $A_h = 340[m^2]$ (a) $A_p = 10[m^2]$ (b) $A_p = 30[m^2]$

En cuanto al rendimiento, este se cuantifica mediante el coeficiente de rendimiento medio de la bomba de calor. Es posible observar en la Figura 5.3 que la variación en el área superficial de la piscina prácticamente no tiene efectos sobre el rendimiento de la bomba de calor. Considerando lo mencionado en los párrafos anteriores, si la temperatura de la piscina

disminuye y el COP se mantiene, entonces la temperatura del agua para calefacción también disminuye; ya que el COP de la bomba de calor depende básicamente de la diferencia de temperatura de ambas fuentes. Mientras mayor sea la diferencia entre ambas fuentes, menor rendimiento presentará la bomba de calor. Por tanto, la razón de este comportamiento se debe a la presencia de un flujo másico de agua constante a la entrada del condensador. Al reducirse la capacidad de calefacción de la bomba de calor, y mantenerse el flujo másico de agua para calefacción, la temperatura de este flujo disminuye. Por último, es posible advertir un comportamiento singular con respecto al valor del COP y la potencia nominal de la bomba de calor. Sin embargo, este análisis se desarrolla en profundidad en la siguiente sección.

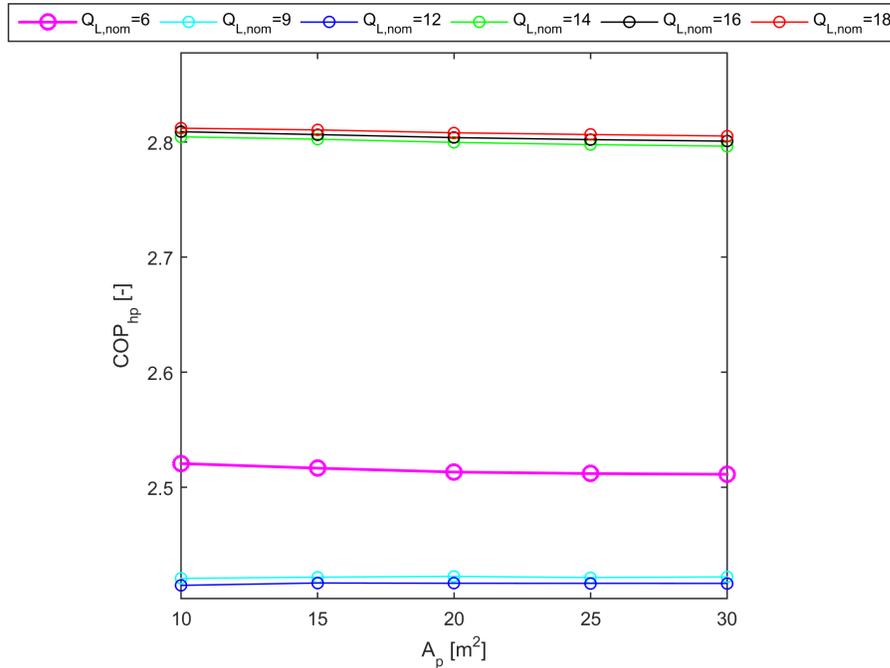


Figura 5.3: Variación del \overline{COP}_{hp} en función de A_p , $A_h = 340[m^2]$, Concepción.

5.2.2. Capacidad de calefacción

El segundo análisis corresponde a la evaluación técnica de la configuración del sistema en función de la capacidad nominal de la bomba de calor. En la Figura 5.4 se puede apreciar que la razón de funcionamiento de la bomba de calor disminuye al aumentar la capacidad de calefacción nominal, un resultado esperado ya que a mayor capacidad menos horas de funcionamiento necesita el sistema para alcanzar el nivel de confort en la vivienda. Las curvas se caracterizan por presentar una tendencia logarítmica, pues, la razón de funcionamiento disminuye rápidamente para luego estabilizarse. Es importante considerar este comportamiento, puesto que optar por una bomba de calor de mayor capacidad podría no representar un mayor beneficio en términos de ahorro en operaciones de mantención.

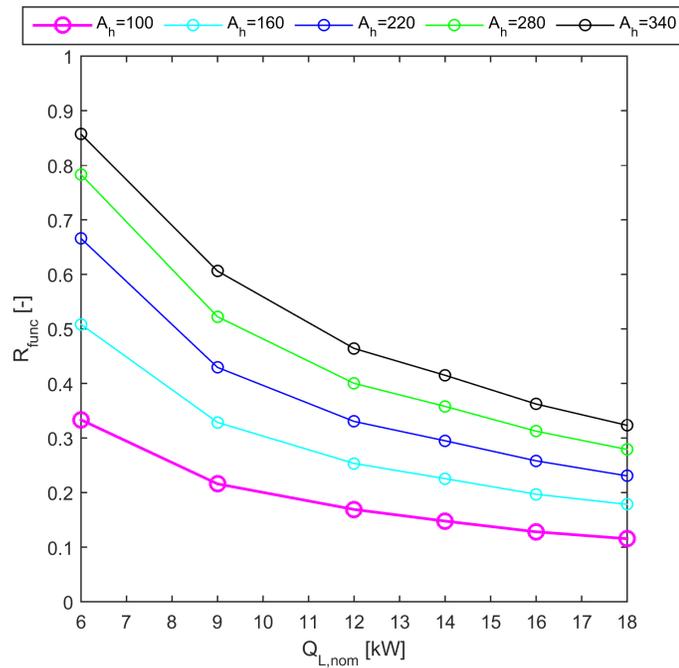


Figura 5.4: Variación de R_{func} en función de $Q_{L,nom}$, $A_p = 20[m^2]$, Concepción.

Respecto al ratio de confort térmico, la Figura 5.5 muestra el efecto del aumento de la capacidad de calefacción nominal de la bomba de calor sobre la razón de confort térmico para diferentes áreas superficiales de la vivienda e igual área superficial de la piscina. Al observar cada curva, es posible determinar la capacidad de calefacción nominal óptima, en términos de confort térmico, que una vivienda presenta considerando su área superficial. En un principio, para una casa de $220 [m^2]$, el ratio de confort disminuye al aumentar la capacidad de calefacción, indicando un sobredimensionamiento de la bomba de calor con respecto a la demanda de calefacción de la vivienda. Sin embargo, presenta un aumento en el confort con $18 [kW]$ de capacidad. Con una capacidad de calefacción tan alta, la vivienda alcanza los $22 [^{\circ}C]$ en un tiempo menor a los seis minutos del paso de tiempo considerado en la simulación. De esta forma, el programa no es capaz de percibir comportamientos térmicos menores al paso de tiempo y termina por entregar resultados fuera de lo esperado. Lo mismo sucede para el caso de una vivienda de $100 [m^2]$. Respecto a dimensiones de casa mayores, es posible apreciar un nivel de subdimensionamiento en un principio. Para una vivienda de $340 [m^2]$, una capacidad de calefacción nominal de $6 [kW]$ no resulta suficiente para suplir la demanda de calefacción del hogar. No obstante, alcanza un óptimo de confort térmico con $9 [kW]$ para luego bajar y comportarse al igual al ya descrito.

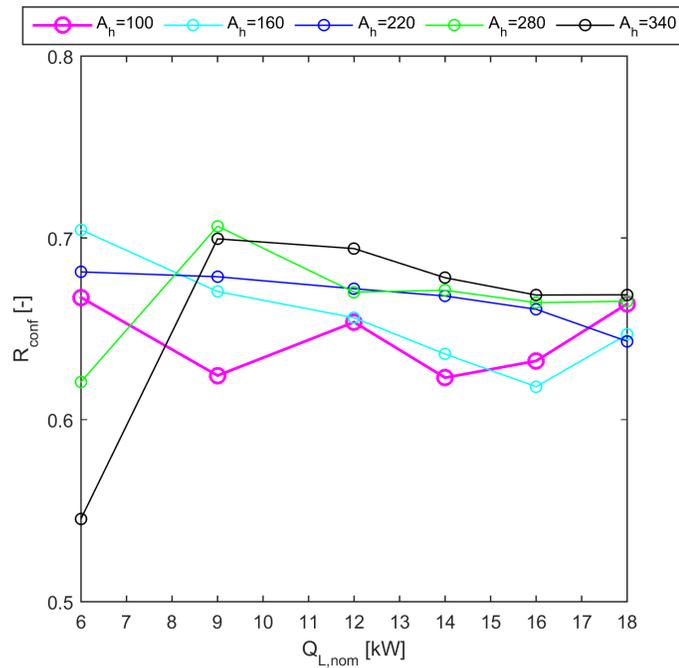


Figura 5.5: Variación de R_{conf} en función de $Q_{L,nom}$, $A_p = 20[m^2]$, Santiago.

Por otro lado, con el fin de determinar el comportamiento del rendimiento de la bomba de calor respecto a la variación de la capacidad de calefacción nominal, se analiza el efecto que tiene el aumento de esta sobre el COP de la bomba de calor para distintas áreas superficiales de la vivienda, tal como se muestra en la Figura 5.6. No se presenta una diferencia apreciable entre las distintas curvas, por lo que se desprende que el área superficial de la casa no influye en el rendimiento de la bomba de calor. En cuanto al aumento de la capacidad de calefacción, se aprecia un cambio en la tendencia a partir de los 14 [kW], atribuido al cambio en la matriz de desempeño de la bomba de calor. Según el catálogo de las bombas de calor de serie *Versatec* de la empresa *WaterFurnace* [13], el modelo V036W posee un COP nominal de 4,84 mientras que el modelo V060W cuenta con un COP nominal de 5,3, por lo que resulta natural asociar este cambio de pendiente al cambio de tecnología entre una bomba de calor y otra.

Por último, es posible notar que al variar la capacidad de calefacción nominal y mantener la matriz de desempeño, es decir, considerando el comportamiento entre 6 y 12 [kW], y entre 14 y 18 [kW]; el rendimiento no se ve alterado con el aumento de la capacidad de calefacción. Como se mencionó anteriormente, el rendimiento de la bomba de calor depende de las temperaturas de entrada del agua proveniente de la piscina y del agua para calefacción. Frente a un mismo tamaño de vivienda, el aumento en la capacidad de calefacción sólo influye en las horas funcionamiento de la bomba de calor. La extracción de energía de la piscina y el calor suministrado a la vivienda dependen de la demanda de calefacción, por lo que la temperatura de la piscina no se ve alterada frente al aumento en la capacidad de calefacción. Al mismo tiempo, si bien aumenta la capacidad de calefacción, también aumenta el flujo másico nominal del agua para calefacción, de manera que su temperatura tampoco se verá afectada. Como resultado, la diferencia de temperatura entre ambas fuentes no se ve alterada, al igual que el rendimiento de la bomba de calor.

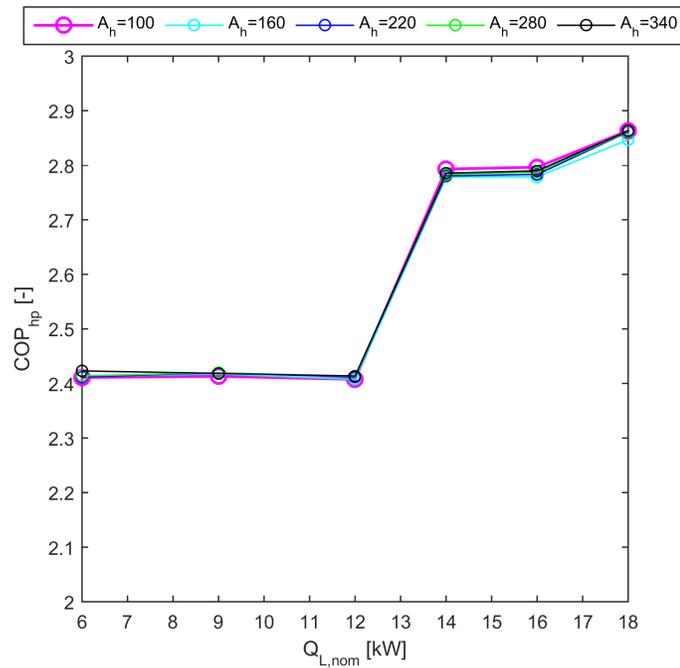


Figura 5.6: Variación de \overline{COP}_{hp} en función de $Q_{L,nom}$, $A_p = 20[m^2]$, Valparaíso.

5.2.3. Área superficial de la vivienda

La Figura 5.7 muestra el efecto del aumento del área superficial de la vivienda sobre el rendimiento de la configuración del sistema para distintas áreas superficiales de la piscina. Como se mencionó en la sección anterior, el aumento del área superficial de la vivienda no influye en el valor del rendimiento medio de la bomba de calor y, en este caso, tampoco sobre el del sistema. Al aumentar el área superficial de la vivienda, aumenta la demanda de calefacción y la bomba de calor deberá extraer una mayor cantidad de energía de la piscina. Así, la temperatura de la piscina disminuye al igual que la capacidad de calefacción, produciendo finalmente que la temperatura del agua para calefacción también disminuya. Al reducirse la temperatura de ambas (piscina y agua para calefacción) en una magnitud similar, y mantener un flujo másico de agua constante en ambos intercambiadores de la bomba de calor, el COP del sistema se mantiene prácticamente constante.

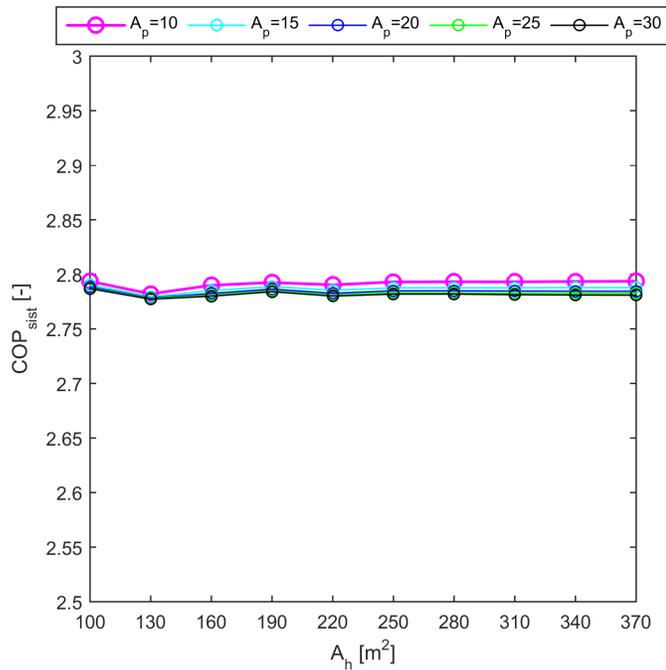


Figura 5.7: Variación del \overline{COP}_{sist} en función A_h , $Q_{L,nom} = 16[kW]$, Valparaíso.

Al analizar la variación del área superficial de la vivienda, resulta importante determinar el área superficial adecuada, en términos de confort térmico, para una capacidad de calefacción nominal específica. En la Figura 5.8 se puede observar que una bomba de calor de capacidad de calefacción nominal de 6 [kW] en la ciudad de Valparaíso, presenta un nivel de confort óptimo para viviendas entre los 220 [m^2] y 280 [m^2]. Para viviendas de menor área superficial, la bomba de calor está sobredimensionada respecto a la demanda de calefacción que es necesario suministrar, en otras palabras, la capacidad de calefacción de la bomba de calor supera considerablemente a las pérdidas de calor al ambiente. En cambio, para viviendas de mayor área superficial, la bomba de calor se encuentra subdimensionada, pues, la capacidad de calefacción supera levemente las pérdidas.

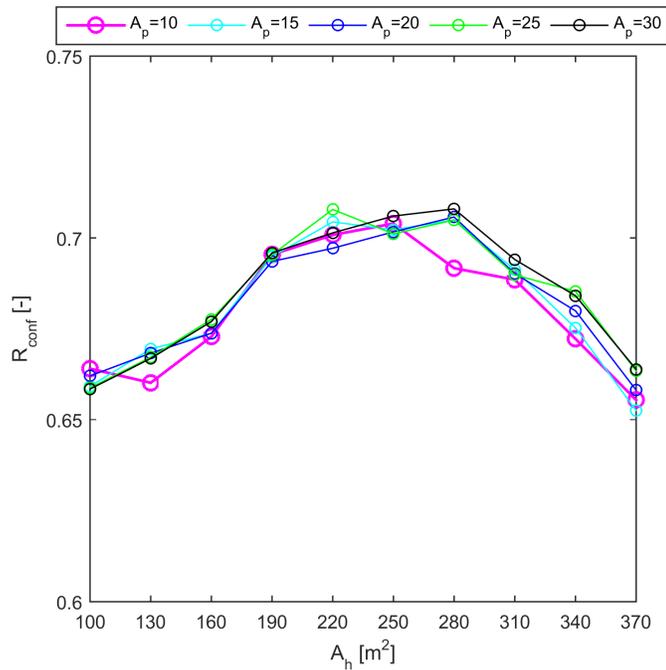


Figura 5.8: Variación de R_{conf} en función de A_h , $Q_{L,nom} = 6[kW]$, Valparaíso.

En la Figura 5.9 se aprecia la distribución de las horas de funcionamiento de la bomba de calor sobre las distintas horas del día, durante el invierno. Es posible observar que para una vivienda de área superficial de $100 [m^2]$ la bomba de calor funciona por un tiempo reducido, ya que sólo necesita de unos minutos para elevar la temperatura del interior de la vivienda hasta los $22 [^{\circ}C]$. Por el contrario, con una vivienda de $340 [m^2]$, se aprecia que la bomba de calor funciona por un mayor número de horas, incluso en horas de la tarde donde la temperatura ambiente es mayor y la demanda de calefacción baja, indicando la dificultad que presenta la bomba de calor para suministrar la demanda térmica. Por último, para una vivienda de $220 [m^2]$ se puede observar un funcionamiento adecuado de la bomba de calor, en términos de confort térmico, funcionando durante la mayor parte de la madrugada y prendiéndose ocasionalmente en horas de la tarde. Cabe destacar que en los tres casos la bomba de calor funciona principalmente durante la madrugada donde, además, es posible observar la mayor diferencia entre estos, pues es cuando la temperatura ambiente es más baja.

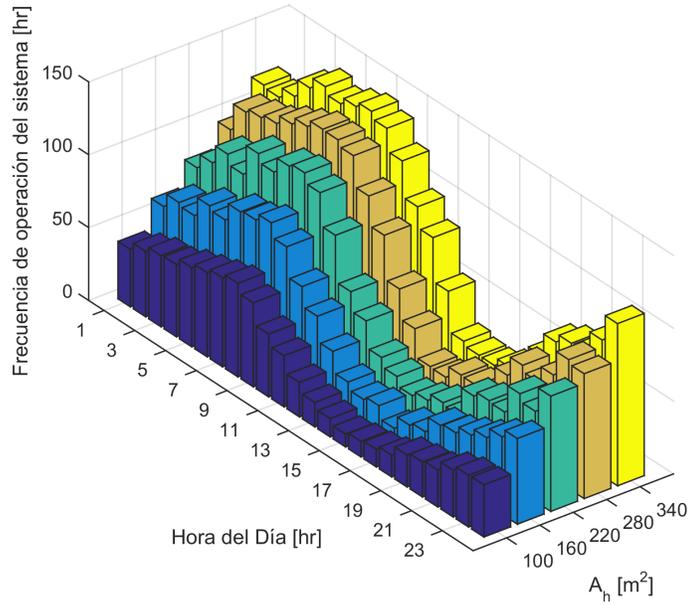


Figura 5.9: Distribución de horas de funcionamiento durante el periodo de invierno en la ciudad de Valparaíso con $Q_{L,nom} = 6[kW]$ y $A_p = 20[m^2]$.

En la Figura 5.11 se muestra que el ratio de funcionamiento aumenta a mayor área superficial de la vivienda, independiente de la localidad. Es un resultado esperado considerando que, al aumentar el área superficial de la vivienda, aumenta la demanda de calefacción y la bomba de calor, por ende, deberá funcionar por un mayor número de horas para alcanzar el nivel de confort térmico en la vivienda. Sin embargo, se aprecia que para áreas superficiales de vivienda iguales, la bomba de calor funciona durante más tiempo en Santiago y Concepción que en Valparaíso. Tal comportamiento puede verse asociado a las demandas de calefacción de cada localidad y las temperaturas ambiente que presentan. En la siguiente sección, se presenta un análisis más exhaustivo sobre el efecto que provocan las condiciones ambientales de cada localidad.

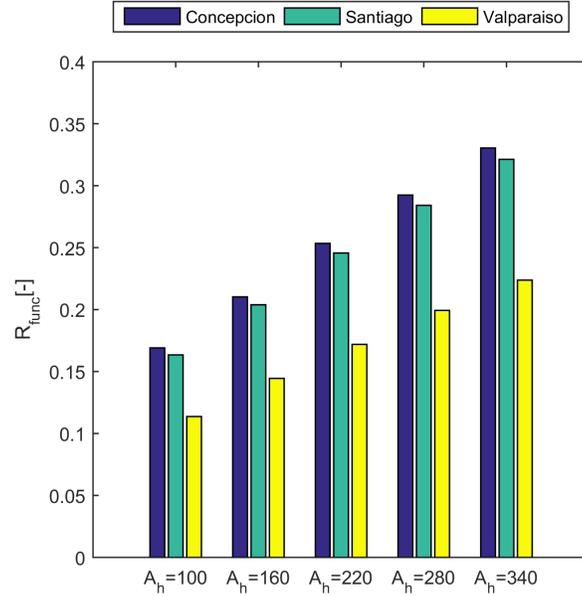


Figura 5.10: Variación de R_{func} presente en cada localidad en función de A_h , $Q_{L,nom} = 12[kW]$ y $A_p = 20[m^2]$.

5.2.4. Localidad

El último análisis corresponde al efecto que tiene las condiciones climáticas de las localidades sobre cada indicador de desempeño. En este contexto, la Figura 5.11 muestra el comportamiento del ratio de confort en las tres localidades para distintas capacidades de calefacción nominales de la bomba de calor. Se aprecia que la potencia de calefacción adecuada para una vivienda de $250 [m^2]$ y una piscina de $10 [m^2]$ depende de la localidad, respondiendo a las características propias de cada clima. Santiago y Valparaíso se diferencian principalmente en la magnitud de la velocidad del viento y la temperatura ambiente. La temperatura de la piscina, como ya se ha presentado, puede llegar fácilmente a temperaturas bajo la temperatura ambiente en momentos donde la demanda de calefacción de la vivienda llega a ser muy alta. De ahí que la velocidad del viento juega un rol fundamental en este escenario, ya que las ganancias de calor por convección de la piscina llega a ser uno de los mecanismos de transferencia de calor principales. El sistema en Valparaíso, al presentar velocidades de viento y temperaturas ambiente mayores que Santiago, trabaja con temperaturas de piscina mayores y con una capacidad de calefacción mayor. Eso explica porque en Valparaíso la mejor opción (entre las capacidades de calefacción analizadas) es de $6 [kW]$ y en Santiago de $9 [kW]$. Concepción, por su parte, se encuentra en un punto medio puesto que, si bien presenta velocidades de viento altas, su temperatura ambiente promedio es la menor entre las tres localidades. Además, al presentar una amplitud térmica baja, la demanda de calefacción varía en menor medida durante el día. Por ello, la capacidad de calefacción nominal adecuada de la bomba de calor puede ser tanto de $6 [kW]$ como de $9 [kW]$.

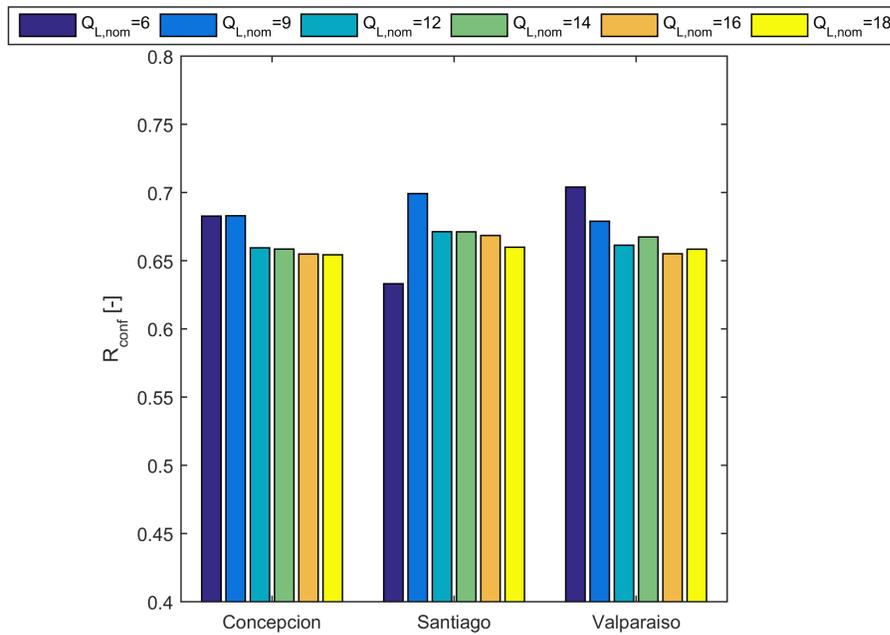


Figura 5.11: Variación de R_{conf} presente en cada localidad con $A_h = 250[m^2]$ y $A_p = 10[m^2]$.

La variación de la razón de funcionamiento en cada localidad se muestra en la Figura 5.12, donde se puede ver que en Valparaíso el sistema se mantiene encendido durante menos tiempo que en Santiago y Concepción para áreas superficiales de vivienda iguales. El sistema en Valparaíso suministra una menor cantidad de calor a la vivienda debido a que en tal localidad se presenta la temperatura ambiente promedio más elevada entre las tres. En la Figura 5.13 se observa claramente como el sistema suministra una menor cantidad de calor cuando la instalación se ubica en Valparaíso, indicando que la demanda de calefacción es menor en esa localidad. En Santiago la bomba de calor se mantiene encendida por más tiempo debido a la presencia de vientos calmos y temperaturas ambiente bajas durante la madrugada (debido a su amplitud térmica), mientras que en Concepción se debe a una temperatura ambiente más baja y constante. En la Figura 5.13 es posible notar este comportamiento en estas dos ciudades. El suministro de calor es mayor en Santiago durante la madrugada, entre las 1 y 9 de la mañana, pero mayor en Concepción durante la tarde, de las 11 de la mañana en adelante.

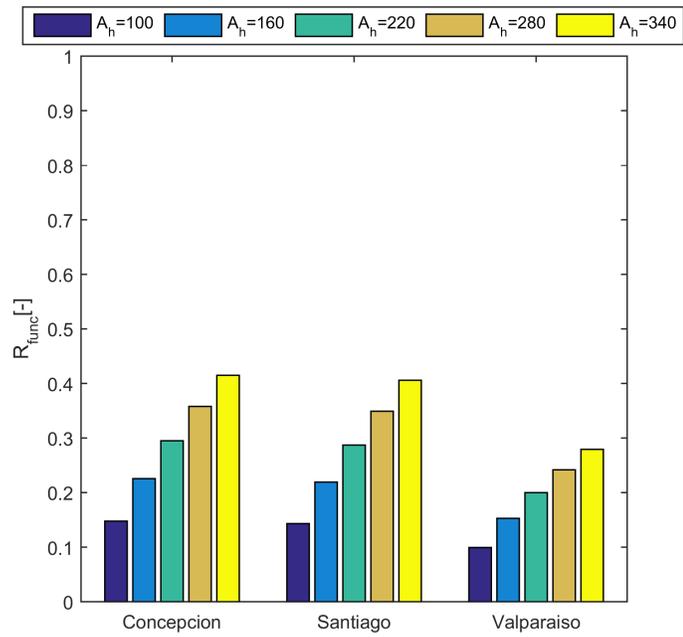


Figura 5.12: Variación de R_{func} presente en cada localidad con $Q_{L,nom} = 9[kW]$ y $A_p = 20[m^2]$.

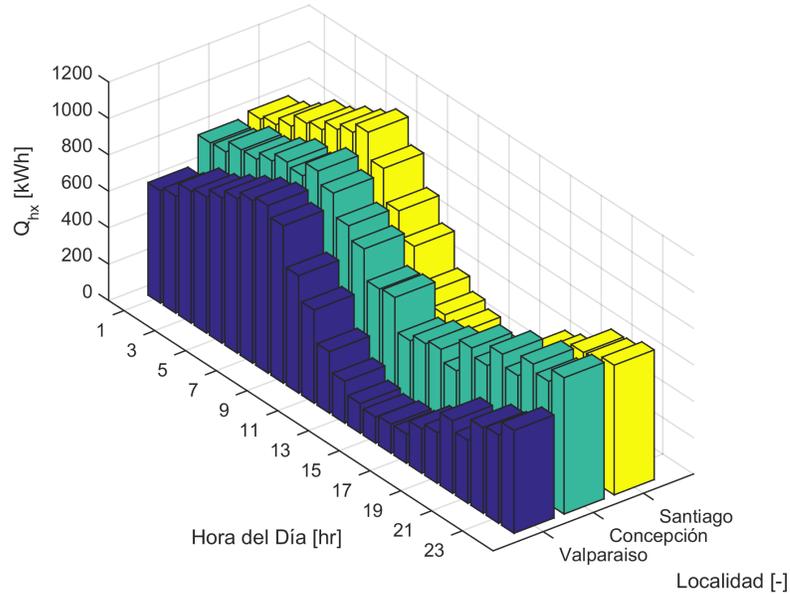


Figura 5.13: Distribución del calor suministrado a la vivienda Q_{hx} con $Q_{L,nom} = 14[kW]$ y $A_p = 20[m^2]$.

La Figura 5.14 muestra dos comportamientos singulares, estos son la presencia de un COP mayor en la ciudad de Concepción para una capacidad nominal de 6 [kW], y en Valparaíso

con una capacidad nominal de 18 [kW]. En el primer caso, si bien la vivienda en Concepción sugiere una mayor demanda de calefacción y, por ello, una temperatura de piscina menor; contar con 6 [kW] de capacidad de calefacción nominal no son suficientes para suplir las pérdidas de calor de la vivienda. Por ese motivo, la bomba de calor, a su vez, no extrae toda la energía de la piscina y esta no disminuye su temperatura excesivamente. Respecto al segundo caso, el escenario es totalmente contrario al anterior, puesto que una capacidad de calefacción nominal de 18 [kW] en Valparaíso supera considerablemente las pérdidas de calor de la vivienda. La bomba de calor eleva la temperatura de la vivienda en un tiempo menor al paso de tiempo de 6 minutos considerado para el análisis transiente. De esta manera, la simulación no es capaz de captar comportamientos térmicos menores al paso de tiempo y termina por entregar resultados fuera de lo esperado.

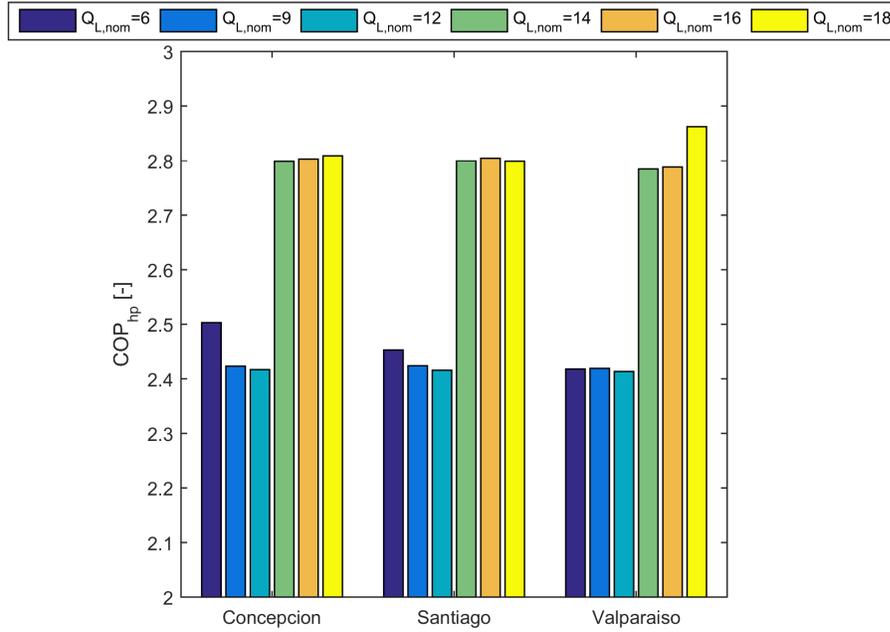


Figura 5.14: Variación del \overline{COP}_{hp} presente en cada localidad con $A_h = 310[m^2]$ y $A_p = 20[m^2]$.

5.3. Indicadores Económicos

Para cuantificar el ahorro de la instalación de la configuración del sistema de la bomba de calor, se utiliza el método P_1, P_2 descrito en el Capítulo 4. Se reescribe así la ecuación 4.17 considerando también el costo por el consumo eléctrico incurrido por la bomba de calor en el primer término de la ecuación. De esta manera, se obtiene la siguiente expresión:

$$LCS = P_{1,1}C_{fuel}Q_{hx,total} - P_{1,2}C_{ele}W_{hp} - P_2(C_{hp} + C_{inst, hp}) \quad (5.5)$$

donde $Q_{hx,total}$ corresponde al valor integrado del calor suministrado a la vivienda, al igual

que la energía consumida por la bomba de calor W_{hp} durante el invierno. Los parámetros $P_{1,1}$ y $P_{1,2}$ se calculan según la ecuación 4.18, considerando la inflación del combustible i_F y una inflación general i , respectivamente. A continuación, se presentan los valores considerados para cada uno de los parámetros económicos necesarios.

- Periodo de análisis (N_e) - se considera de 20 años, puesto que ambos equipos poseen una vida útil mayor a este valor [13].
- Tipo de instalación (C) - se considera una instalación no comercial que no genera ingresos.
- Financiamiento (D) - no se considera un préstamo.
- Costos de mantención (M_s) - se considera igual al 1 % del costo de inversión.
- Valor patrimonial (V) - no se considera impuesto al patrimonio.
- Valor de reventa (R_v) - no se considera un valor de reventa al final del periodo de análisis.
- Costo del combustible (C_{fuel}) - se considera el precio por kilogramo de combustible igual a $c_{fuel} = 509,43 [\frac{CLP}{kg}]$. Para determinar el precio por kWh térmico, se divide este precio por el poder calorífico inferior del gas natural ($LHV = 12,95 [\frac{kWh}{kg}]$), y considerando una eficiencia de caldera $\eta_{th} = 0,95$. Así, finalmente, se calcula el precio por kWh térmico mediante la siguiente expresión $C_{fuel} = \frac{c_{fuel}}{LHV\eta_{th}}$.
- Costo de electricidad (C_{ele}) - según la tarifa BT1 (tarifa simple en baja tensión), el valor del kWh eléctrico es de $105,886 [\frac{CLP}{kWh}]$.
- Costo de adquisición de la bomba de calor (C_{hp}) - se estima el precio de la bomba de calor en función de su capacidad nominal, mediante la siguiente expresión - $C_{hp} = 68.517 \cdot \dot{Q}_{L,nom} + 2.000.000 [CLP]$. La expresión se basa en los precios que son comúnmente encontrados en el mercado.
- Costo de instalación de la bomba de calor ($C_{inst, hp}$) - se considera un valor correspondiente al 30 % del costo de la bomba de calor C_{hp} .
- Tasa de inflación general (i) - se calcula según el promedio del IPC chileno presentado en los últimos 5 años, con un valor de $i = 3,33 \%$.
- Tasa de inflación del combustible (i_F) - similar al cálculo de la inflación general. Se toma un valor de $i_F = 8,87 \%$.
- Tasa de descuento (d) - se considera un valor $d = 8,8 \%$. Tal valor corresponde a la rentabilidad mínima esperada, más una prima por riesgo.

5.4. Análisis Económico

Los resultados precedentes indican que la configuración de una bomba de calor considerando una piscina como fuente de calor puede resultar conveniente (dependiendo de la demanda de calefacción de la vivienda y las dimensiones de la piscina). No obstante, estos no permiten cuantificar los ahorros que conllevaría una eventual instalación del sistema en comparación a un sistema de calefacción convencional en base a combustible. Por consiguiente, un análisis económico es fundamental para determinar la factibilidad económica de la configuración frente a distintos escenarios y condiciones descritas por los parámetros de la simulación.

En la Figura 5.15 (b) se muestra la variación del LCS en función de la capacidad del área superficial de la vivienda. Se observa que, independiente de la capacidad de calefacción nominal, a mayor área superficial de la vivienda mayor es el LCS, llegando incluso a valores positivos para áreas superficiales de vivienda superiores a los 310 $[m^2]$. Observando la ecuación 5.5, resulta directo inferir que el aumento en los ahorros se debe al aumento en el valor de $Q_{hx,total}$. Mientras mayores sean las dimensiones de la casa, mayor será la demanda de calefacción. El precio de la instalación se mantiene fijo, ya que se calcula en función de la capacidad de calefacción nominal de la bomba de calor, y el consumo eléctrico total W_{hp} aumenta en una menor proporción a $Q_{hx,total}$, debido a que el aumento del área superficial de la vivienda no tiene un efecto considerable sobre el valor del COP del sistema. Como resultado, la instalación del sistema se vería justificado sólo en viviendas de más de 310 $[m^2]$ de área superficial, siendo una bomba de calor de capacidad de calefacción nominal de 14 $[kW]$ la más adecuada económicamente, ya que es más barata que las de capacidad mayor y, a la vez, es capaz de suplir la demanda energética. El valor reducido del LCS se asocia en gran parte al valor del COP, el cual es bajo respecto al valor nominal de cada bomba de calor.

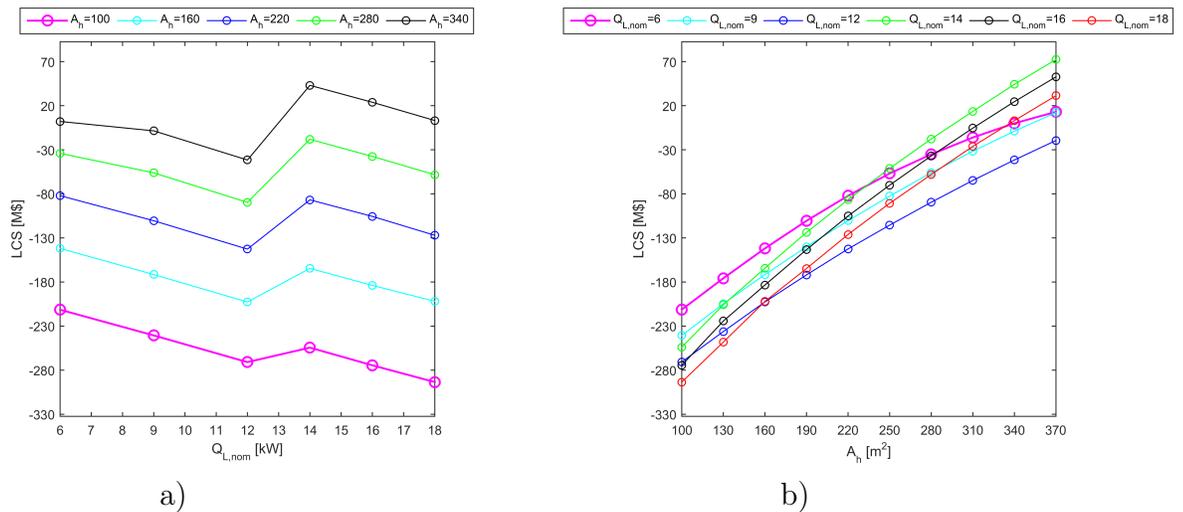


Figura 5.15: Variación del LCS en función de $Q_{L,nom}$ y A_h (a) Concepción, $A_p = 20[m^2]$ (b) Santiago, $A_p = 20[m^2]$.

Otro aspecto importante a considerar es el efecto que tiene la variación de la capacidad de calefacción nominal de la bomba de calor sobre el LCS. De la Figura 5.15 (a) es posible notar que todas las curvas (de igual área superficial) presentan el mismo comportamiento: un descenso entre los 6 y 12 $[kW]$, cambio de tendencia entre los 12 y 14 $[kW]$ y nuevamente un descenso entre los 14 y 18 $[kW]$. Observando la expresión del LCS, resulta lógico asociar este comportamiento en común al valor del COP del sistema, que se define como la razón entre $Q_{hx,total}$ y W_{hp} , y también al costo de la bomba de calor y su instalación C_s . Con la intención de mostrar gráficamente esta relación, se presenta la variación del LCS, el COP_{sist} y la razón entre C_s y COP_{sist} en la Figura 5.16. En primer lugar, el cambio de tendencia se debe al aumento en el valor del COP_{sist} , debido al cambio en la matriz de desempeño de la bomba de calor, como se observa en la Figura 5.16 (a). El tener un mayor COP_{sist} implica un menor consumo eléctrico W_{hp} frente al mismo calor suministrado a la vivienda $Q_{hx,total}$. Por otro lado, el descenso del LCS, frente al aumento de la capacidad de calefacción

nominal, se vincula al incremento en el costo total de la instalación C_s y un valor del COP_{sist} prácticamente inalterable. En la Figura 5.16 (b), se hace evidente este hecho al apreciar que tanto el LCS como la razón C_s/COP_{sist} presentan el mismo comportamiento. C_s se considera un valor negativo dentro del gráfico, dado que es un costo.

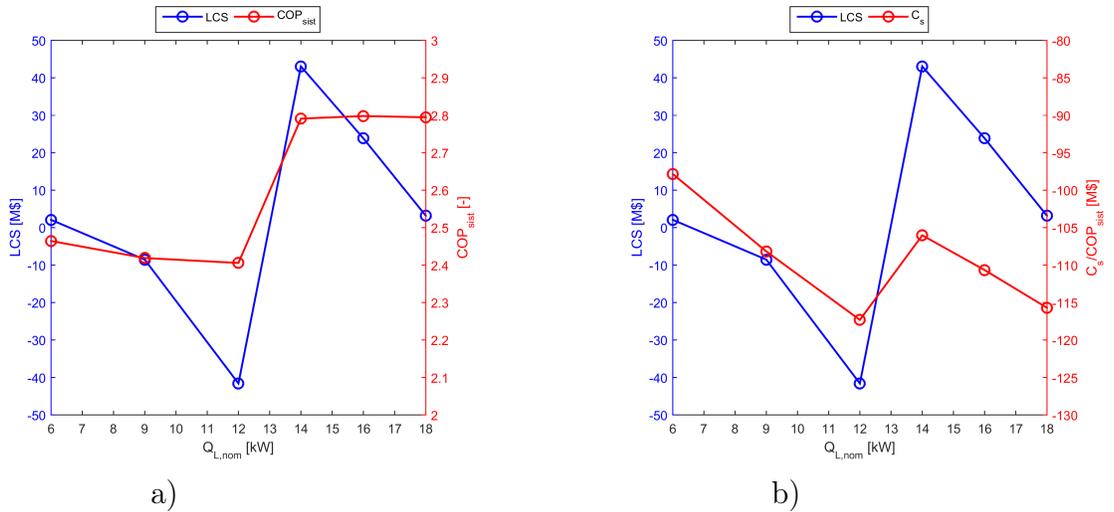


Figura 5.16: Variación del LCS en función de $Q_{L,nom}$ en Santiago con $A_p = 20[m^2]$ y $A_h = 340[m^2]$ (a) Variación del COP_{sist} (b) Variación de la razón $\frac{C_s}{COP_{sist}}$

Con respecto al área superficial de la piscina, de la Figura 5.17 se aprecia que el LCS permanece inalterable frente al aumento de las dimensiones de la piscina. Como ya se presentó, el área superficial de la piscina no tiene efectos sobre el COP de la bomba de calor ni tampoco sobre el costo total del sistema, por lo tanto, es esperable que no tenga efectos sobre el LCS. El área superficial de la piscina influye principalmente en el ratio de la capacidad de calefacción de la bomba de calor respecto a su valor nominal, ya que el punto de operación depende la temperatura de la piscina.

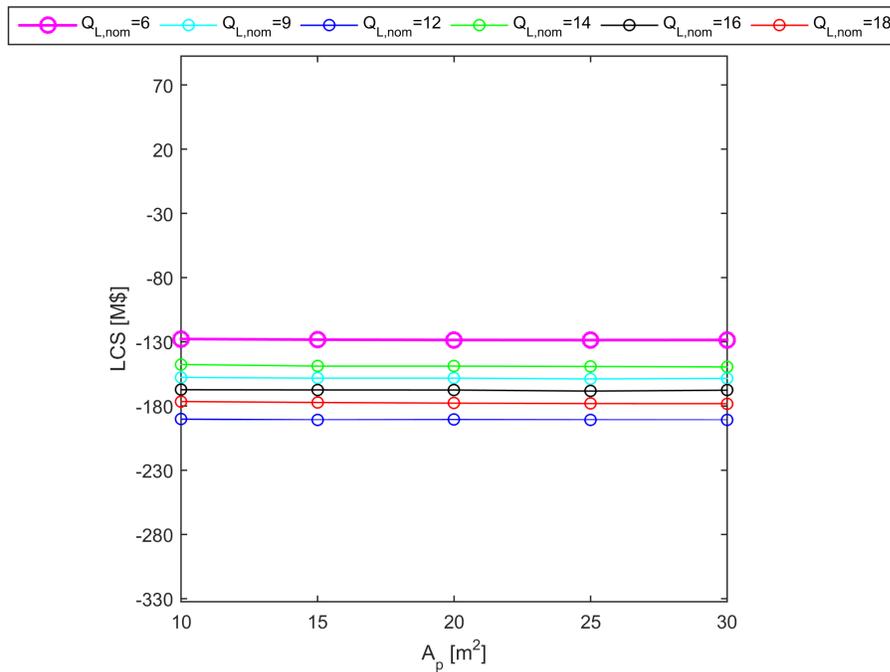


Figura 5.17: Variación del LCS en función de A_p , $A_h = 250[m^2]$, Valparaíso.

Finalmente, se analiza el efecto que tienen las características climáticas del lugar respecto a la factibilidad económica de la configuración. Si bien se mencionó que la instalación presenta ahorros sólo para viviendas de grandes dimensiones, es posible apreciar en la Figura 5.18 a) que esto sólo se cumple para Concepción y Santiago, y no para Valparaíso. Concepción presenta temperaturas más bajas que Valparaíso, por lo que un vivienda en esa ciudad presenta una mayor demanda de calefacción. Así, el LCS sube al aumentar $Q_{hx,total}$. Santiago, por su parte, presenta una temperatura ambiente y una amplitud térmica mayor que Valparaíso. En consecuencia, durante la madrugada, demanda una mayor cantidad de calor. En la Figura 5.18 (a), se observa el mismo comportamiento que el presentado en la Figura 5.15 (a), donde la mejor elección en términos de ahorro (entre las opciones de capacidad de calefacción nominal analizadas) corresponde a 14 [kW], tanto en Concepción como en Santiago. En el caso de Valparaíso, no se presentan valores positivos del LCS por lo que no se justificaría la instalación del sistema en esta ciudad, inclusive para una casa 340 [m²].

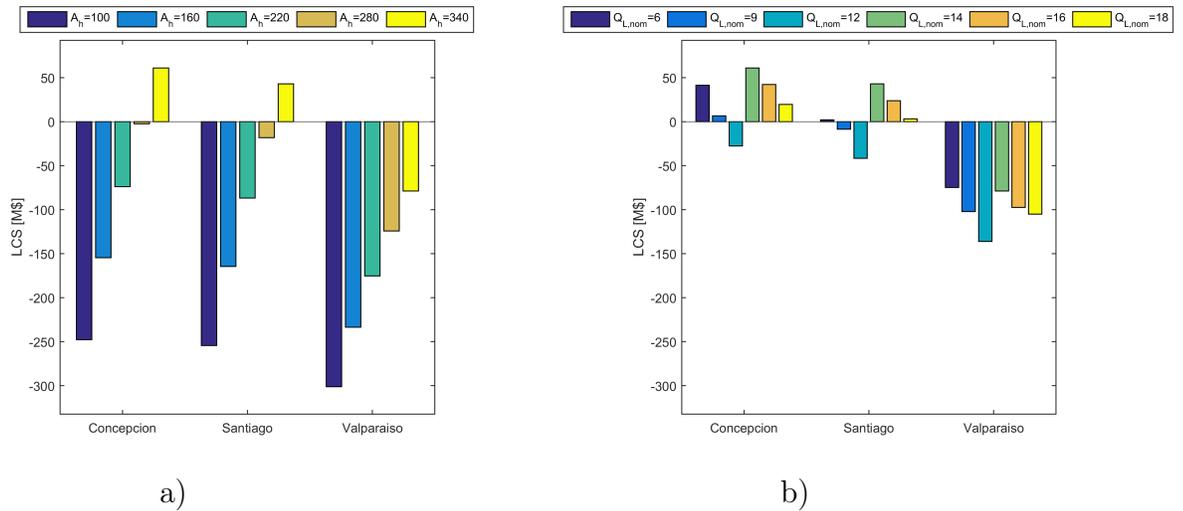


Figura 5.18: Variación del LCS presente en cada localidad (a) $Q_{Lnom} = 14[kW]$, $A_p = 20[m^2]$
(b) $A_h = 340[m^2]$, $A_p = 20[m^2]$

En la Tabla 5.1 se aprecia un resumen de los resultados del análisis de desempeño termodinámico y económico para una vivienda de $340 [m^2]$ con una piscina de $20 [m^2]$. Se presenta además el ahorro anualizado $ALCS$ que se presenta en cada localidad para distintas capacidades de calefacción nominales. Si bien los ahorros anuales son bajos, debido al valor reducido del COP de la bomba de calor, cabe mencionar que el valor calculado sólo considera los ahorros presentes durante la temporada de invierno. El sistema de una bomba de calor funciona durante todo el año por lo que la configuración podría eventualmente presentar ahorros de mayor magnitud. Por otro lado, se aprecia que una capacidad de calefacción nominal de $14 [kW]$ en la ciudad de Concepción y Santiago, además de presentar los mayores ahorros, también presenta un nivel de confort térmico cercano al valor máximo presentado entre las distintas opciones. De esta manera, al escoger la opción más conveniente económicamente, también se está optando por un nivel de confort térmico elevado.

Tabla 5.1: Resultados del análisis termodinámico y económico - $A_h = 340[m^2]$ y $A_p = 20[m^2]$.

	$Q_{L,nom}[kW]$	$R_{func}[-]$	$R_{conf}[-]$	$COP[-]$	LCS [M\$]	ALCS [M\$]
Concepción						
	6	0,86	0,55	2,51	41,39	4,47
	9	0,61	0,71	2,41	6,59	0,71
	12	0,46	0,67	2,41	-27,59	-2,98
	14	0,42	0,64	2,79	61,06	6,59
	16	0,36	0,66	2,80	42,29	4,57
	18	0,32	0,66	2,79	19,62	2,12
Santiago						
	6	0,81	0,55	2,46	2,08	0,22
	9	0,58	0,70	2,42	-8,54	-0,92
	12	0,45	0,69	2,41	-41,62	-4,49
	14	0,41	0,68	2,79	43,04	4,65
	16	0,35	0,67	2,80	23,84	2,57
	18	0,31	0,67	2,79	3,16	0,34
Valparaíso						
	6	0,62	0,68	2,42	-74,78	-8,07
	9	0,41	0,70	2,40	-102,14	-11,03
	12	0,31	0,67	2,40	-136,12	-14,70
	14	0,28	0,66	2,78	-78,79	-8,5
	16	0,24	0,66	2,78	-97,44	-10,52
	18	0,21	0,67	2,86	-105,08	-11,35

Capítulo 6

Conclusiones

En la presente investigación se analizó la configuración de un sistema de calefacción de una vivienda a través de una bomba de calor, considerando una piscina doméstica como fuente de calor. El modelo se desarrolló en régimen transiente para las localidades de Concepción, Santiago y Valparaíso. La configuración del sistema consta de una piscina doméstica conectada de manera directa a la bomba de calor, una bomba que provee de agua para calefacción a través de un circuito cerrado con radiadores, que calientan el aire al interior de la vivienda.

El modelo fue validado a través de datos de catálogo, contrastándolo con un modelo matemático de simulación en estado estacionario, del ciclo de compresión de vapor. Posteriormente, se extrapolaron las condiciones de diseño de la bomba de calor, adicionando nuevos puntos de operación y elaborando la matriz de desempeño necesaria para estimar el desempeño en condiciones variables.

Finalmente, se elabora un modelo de simulación transiente, tomando en consideración la modelación de cada componente y su integración adicionando, además, la matriz de desempeño de la bomba de calor. El modelo utiliza un controlador diferencial que dicta el funcionamiento de la bomba de calor, controlando la temperatura al interior de la vivienda.

El análisis se centró en cuantificar el desempeño termodinámico y la factibilidad económica de la configuración, al considerar una piscina de medianas dimensiones como fuente de calor, frente a distintas condiciones establecidas. Entre ellas la variación en el valor del área superficial de la piscina y de la vivienda y la capacidad de calefacción nominal de la bomba de calor, además de la localidad. Se detallan a continuación las principales conclusiones de cada análisis:

Termodinámicos:

- El área superficial de la piscina influye principalmente en el ratio de la capacidad de calefacción de la bomba de calor respecto a su valor nominal. La temperatura de la piscina depende de sus dimensiones y de la demanda de calefacción de la vivienda, ya que a mayor demanda mayor extracción de energía de la piscina. Al mantener un flujo

másico de agua constante en ambos intercambiadores (evaporador y condensador), el aumento en el área superficial de la piscina no presenta un efecto apreciable sobre los indicadores de desempeño.

- Tanto el área superficial de la vivienda como las condiciones climáticas de la localidad, influyen en la demanda de calefacción de la vivienda. Debido a esto, su efecto es notorio en las horas de funcionamiento de la bomba de calor y en el tiempo que se mantiene un ambiente térmicamente cómodo.
- La capacidad de calefacción nominal adecuada, en términos de confort térmico, depende de la demanda de calefacción de la vivienda la que, a su vez, depende de sus dimensiones y la localidad. Frente a temperaturas bajas de piscina, la capacidad de calefacción de la bomba de calor se reduce considerablemente, pero manteniendo un COP prácticamente inalterable. Lo anterior se debe a una disminución en la temperatura del agua de calefacción debido a la disminución en la capacidad de calefacción, manteniendo una diferencia de temperatura entre ambas fuentes casi invariable.

Económicos:

- La configuración del sistema presenta ahorros, es decir, un LCS positivo cuando la demanda de calefacción es alta. Lo anterior se debe al bajo COP que presenta tanto el sistema como la bomba de calor, debido a las bajas temperaturas que alcanza la piscina.
- Se presentan ahorros partir de los 310 [m^2] pero sólo en la ciudad de Concepción y Santiago. El mayor ahorro se alcanza con 14 [kW] de capacidad de calefacción nominal, ya que presenta un COP mayor a las de menor capacidad y un costo menor a las de mayor capacidad.

En el contexto de la presente memoria, varias recomendaciones para investigaciones futuras del área pueden ser establecidas. En el modelo de simulación, la bomba de calor podría trabajar con flujos másicos de agua diferentes del valor nominal, modulando su capacidad de calefacción a través de la variación de estos flujos. De esta manera, el COP podría eventualmente presentar un mayor efecto frente a la variación en los valores de los parámetros. Respecto a la modelación de componentes, el modelo de casa y radiador puede ser perfeccionado, caracterizando de mejor forma la demanda de energía.

Por otro lado, una de las restricciones más importantes en la simulación fue despreciar la entalpía de fusión del agua. El modelo, al no considerar tal energía almacenada, termina por entregar ganancias de calor por evaporación y convección sumamente altas, cuando la piscina alcanza temperaturas bajo los 0 [$^{\circ}C$]. Determinar los fenómenos fluidotermodinámicos que pueden ocurrir por enfriar la piscina, conforma un proceso fundamental para poder afirmar la factibilidad de la configuración.

Para un análisis económico completo, resulta necesario considerar los ahorros que presentaría la configuración durante la temporada de verano, es decir, cuando su objetivo es temperar la piscina. Una bomba de calor funciona a lo largo de todo el año, por lo que para

afirmar su factibilidad económica resulta necesario considerar este aspecto.

Por último, resulta interesante considerar la opción de que la vivienda cuente con suelo radiante en vez de un radiador. El suelo radiante al necesitar de temperaturas de agua menores a la del radiador, podría significar una mejora relevante en cuanto al rendimiento.

Bibliografía

- [1] Klein SA. *TRNSYS: a transient systems simulation program*. V. 17, tess edition, 2010.
- [2] Bryan P. Rasmussen. *Dynamic modeling for vapor compression systems-Part I: Literature review*, volume 18. 2012.
- [3] Bryan P. Rasmussen and Bhaskar Shenoy. Dynamic modeling for vapor compression systems-Part II: Simulation tutorial. *HVAC and R Research*, 18(5):956–973, 2012.
- [4] H. Qiao, R. Radermacher, and V. Aute. A Review for Numerical Simulation of Vapor Compression Systems. *Proc. 13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, pages 1–11, 2010.
- [5] Arif Hepbasli and Yildiz Kalinci. *A review of heat pump water heating systems*, volume 13. 2009.
- [6] R. Chargui, H. Sammouda, and A. Farhat. Geothermal heat pump in heating mode: Modeling and simulation on TRNSYS. *International Journal of Refrigeration*, 35(7):1824–1832, 2012.
- [7] Marcus Gustafsson, Georgios Dermentzis, Jonn Are Myhren, Chris Bales, Fabian Ochs, Sture Holmberg, and Wolfgang Feist. Energy performance comparison of three innovative HVAC systems for renovation through dynamic simulation. *Energy and Buildings*, 82(October):512–519, 2014.
- [8] E. Hahne and R. Kübler. Monitoring and simulation of the thermal performance of solar heated outdoor swimming pools. *Solar energy*, 53(1):9–19, 1994.
- [9] Allan R. Starke, Jose M. Cardemil, Rodrigo Escobar, and Sergio Colle. Thermal analysis of solar-assisted heat pumps for swimming pool heating. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39(6):2289–2306, 2017.
- [10] Jeffrey D Spitler and Ph D. of Water-to-Water Heat Pumps ABSTRACT. *ASHRAE Transactions*, 108, 2002.
- [11] Klein SA. *EES: engineering equation solver*. V.10.040-3d, f-chart software edition, 2015.
- [12] M. Cengel, Y. Boles and Cazares G. Nagore. *Termodinamica*. Mexico: McGraw- Hill/Interamericana, 1995.

- [13] Ton Capacity. *WaterFurnace Versatec Specification Catalog*.
- [14] Thomas Auer. TRNSYS-TYPE 144 Assessment of an indoor or outdoor swimming pool TRANSOLAR Energietechnik GmbH Strategies for energy efficient design and thermal comfort in buildings. 1996.
- [15] Refrigerating ASHRAE, American Society of Heating and Air conditioning Engineers. *ASHARE Standard 55. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. 2003.
- [16] J. A. Duffie and W. A. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. New Jersey: John Wiley and Sons, 3a edition, 2006.
- [17] Antonio B. Kuri. Cálculo de transmisión en elementos constructivos y temperatura de sus superficies. <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/07/calculo-de-transmision-en-elementos-constructivos-y-temperatura-de-sus-superficies/>, 2008. Accedido 30-11-2017.
- [18] The Open University. Energy in Buildings. *Energy*, 2015.

Apéndice A

Descripción del modelo de vivienda

La Figura A.1 muestra el modelo de vivienda empleado para la estimación del área superficial de intercambio A_t , el coeficiente de transferencia de calor U y la capacitancia térmica por metro cuadrado cap_A de esta. Con el propósito de no asumir una geometría específica de vivienda, el modelo consiste básicamente en un paralelepípedo de dos pisos. De esta manera, el área superficial de la vivienda y el área superficial de intercambio con el ambiente se calculan según la siguiente ecuación:

$$A_s = 2xy \quad (\text{A.1})$$

$$A_t = 4xz + 4yz + 2xy \quad (\text{A.2})$$

Al considerar la ecuación 4.10 y asumiendo que la vivienda es igual de ancha y larga ($x = y$), se obtiene la siguiente expresión para el cálculo del factor de tamaño de vivienda F :

$$F = \frac{1}{\frac{8z}{\sqrt{2A_s}} + 1} \quad (\text{A.3})$$

Como se puede observar, F depende de la altura de la vivienda z y del área superficial A_s . Considerando una altura de 2,5 [m] para una vivienda de 100 [m²] y una altura de 2,85 [m] para una de 370 [m²], se obtienen los siguientes valores de F :

$$F(A_s = 100[\text{m}^2]; z = 2,5[\text{m}]) = 0,41 \quad (\text{A.4})$$

$$F(A_s = 370[\text{m}^2]; z = 2,85[\text{m}]) = 0,54 \quad (\text{A.5})$$

Finalmente, se establece una ecuación de la recta entre ambos valores para obtener una expresión de F en función A_s , según la ecuación 4.11.

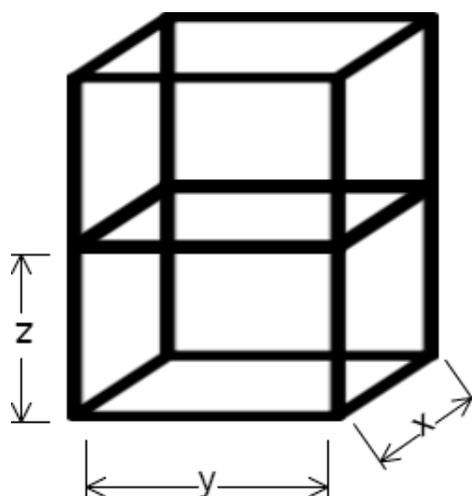


Figura A.1: Ilustración de la geometría considerada para la vivienda

La Figura A.2, por su parte, consiste en un corte transversal de la pared de la vivienda, con los materiales involucrados en su composición. El espesor, junto con las propiedades térmicas de cada material se resumen en la Tabla A.1.

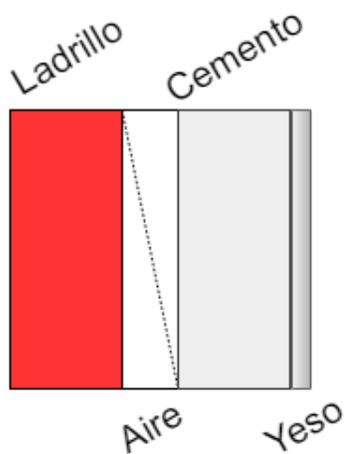


Figura A.2: Materiales que constituyen la pared de la vivienda

Tabla A.1: Propiedades de los materiales que constituyen las paredes de la vivienda [17]

Material	Espesor [mm]	Conductividad Térmica [$\frac{W}{mK}$]	Capacidad Térmica [$\frac{J}{kgK}$]
Aire exterior	-	29,1	100
Ladrillo	105	0,38	1000
Cámara de aire	50	5,5	100
Cemento	105	0,81	795
Yeso	13	0,26	1000
Aire interior	-	9,3	100

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor U de la pared se debe calcular primero la resistencia total y después su recíproco. Por tanto, se emplea la siguiente expresión para su cálculo, considerando la información de la Tabla A.1:

$$\begin{aligned}
 U_{pared} &= \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{1}{f_e} + \frac{1}{a} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{1}{29,1} + \frac{1}{5,5} + \frac{0,105}{0,38} + \frac{0,105}{0,81} + \frac{0,013}{0,26}} = 1,23 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned} \tag{A.6}$$

Con

R - resistencia del elemento

f_i - coeficiente de convección al interior

f_e - coeficiente de convección al exterior

a - coeficiente de transmisión de calor del aire por convección (cámara de aire)

k_1, k_2, k_3 - coeficientes de conductividades térmicas de los materiales

e_1, e_2, e_3 - espesores de los materiales

Posteriormente, se determina el coeficiente de transferencia de calor total U_t considerando los elementos estructurales que constituyen el área de transferencia de calor de la vivienda y que porcentaje del total representan. En la Tabla A.2 se presentan los elementos estructurales considerados junto con el valor del factor U y su distribución respecto al área total de transferencia.

Tabla A.2: Propiedades de los elementos estructurales de la vivienda [18]

Elemento	Área [%]	U [W/m^2K]
Paredes	35	1,23
Techo	30	0,16
Suelo	30	0,25
Ventanas	5	2

Así, U_t se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 U_t &= U_{pared}[\%]_{area,pared} + U_{techo}[\%]_{area,techo} + U_{piso}[\%]_{area,piso} + U_{ventanas}[\%]_{area,ventanas} \\
 &= 1,23 \cdot 0,35 + 0,25 \cdot 0,30 + 0,16 \cdot 0,30 + 1,90 \cdot 0,05 = 0,647 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned} \tag{A.7}$$

Por último, con respecto a la capacitancia térmica por metro cuadrado de la vivienda, se estima considerando sólo el espesor de 13 [mm] de la capa de yeso de la pared. El objetivo es

modelar a grandes rasgos el aumento de temperatura de la pared y muebles que se encuentran dentro de la vivienda. De esta manera, cap_A se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$cap_A = c_{p,y} \rho_y e_3 = 1 \cdot 1300 \cdot 0,013 = 16,9 \left[\frac{kJ}{m^2 K} \right] \quad (A.8)$$

donde $c_{p,y}$ corresponde al calor específico del yeso, ρ_y su densidad y e_3 su espesor.