



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN SISTEMA REVERSIBLE BOMBA DE
CALOR – CICLO RANKINE ORGÁNICO**

POR

Matías Francisco Pezo Pérez

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para
optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:
Dr. Cristian Cuevas Barraza
Dr. Enrique Wagemann Herrera

Marzo 2023
Concepción (Chile)

© 2023 Matías Francisco Pezo Pérez

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

En primer lugar, agradezco a mis padres, que inculcaron en mí la perseverancia y autocrítica necesarias para la realización de esta memoria, y también por facilitar los recursos económicos necesarios para tener una educación primero en el colegio y ahora en la universidad. A mi abuelita que siempre me tenía la comida más rica para poder estudiar sin hambre. A mi polola Catalina por soportar mis, por momentos, interminables sesiones de estudio y modelación frente a mi escritorio y apoyarme siempre en mis proyectos.

A los principales involucrados en este proyecto de investigación, los profesores Cristian Cuevas y Enrique Wagemann, que me aceptaron como su alumno tesista. El profesor Cuevas me enseñó casi todo lo que sé de termodinámica aplicada, modelación de sistemas térmicos, bombas de calor y su combinación con sistemas solares térmicos y fotovoltaicos. El profesor Wagemann me ayudó en los inicios de mi programación en Python siempre teniendo mucha paciencia. Ambos tuvieron una excelente disponibilidad a la hora de recibir mis consultas.

A mis amigos que conocí antes de la universidad, con quienes mantengo mi amistad hasta el día de hoy. Tomas, Franco, Roberto, Diego, Martin, Claudio, Phillip, Juan, Cristian, Paulina, Aurelio y Karen.

A los amigos que conocí en la universidad, Ricardo, Aitor, Jessy, Pablo, Maxi e Ignacia, con quienes compartí muchos momentos de estudio y risas, espero que todos seamos excelentes profesionales.

A mi club de remo, Regatas San Pedro, que siempre fue mi lugar favorito para distraerme y hacer deporte.

Muchas gracias a todos los aquí nombrados y a los que olvidé mencionar.

Resumen

A nivel residencial, y en particular en Chile, las tres demandas energéticas más importantes son calefacción, producción de agua caliente sanitaria y electricidad. Una tecnología que puede satisfacer estas tres demandas es el sistema reversible bomba de calor / ciclo de Rankine orgánico. Para evaluar el potencial de esta tecnología, en esta memoria se propone desarrollar un modelo numérico de un sistema combinado de colectores solares y un sistema reversible bomba de calor/ciclo Rankine orgánico para suplir la demanda de electricidad y calefacción de un edificio residencial ubicado en Concepción, Santiago y Temuco.

Se considera Concepción, por ser la ciudad donde se encuentra el edificio seleccionado, y Santiago y Temuco por sus concentraciones de MP_{2.5} y porcentaje de edificios respecto a la totalidad de viviendas. Utilizando TRNSYS se determinan las demandas de calefacción del edificio, las cuales se pueden reducir en un 30% si se mejora la calidad de la envolvente térmica existente usando el estándar *PassivHaus*. Las demandas de ACS y electricidad se obtienen mediante una medición de dichos consumos y de una encuesta habitacional, obteniendo resultados que se condicen con los de otras investigaciones.

En base a las demandas máximas, se diseñan los equipos del sistema. Entre ellos se encuentran colectores solares, intercambiadores de calor de placas, aletas y helicoidales, compresor scroll, entre otros. La aproximación utilizada para el desarrollo del modelo es del tipo modular, donde cada módulo representa un componente con entradas y salidas. Un conjunto de módulos conectados entre sí conforma el modelo del sistema. La modelación del conjunto de equipos fue realizada en Python, teniendo un paso de tiempo de una hora. Se definen 3 modos de funcionamiento, los cuales conmutan según las condiciones de operación requeridas.

El equipo dominante en el funcionamiento es la bomba de calor, mientras que los colectores solares dividen su funcionamiento como fuente de calor para el ORC y para el calentamiento del estanque, alcanzando por ello fracciones solares de hasta el 25%. La mayoría de veces, la ciudad de mejores indicadores es Santiago, debido a sus mayores temperaturas ambientes y menores requerimientos térmicos. En todos los casos el NZEB_{potential} es menor al 3%, debido a la baja superficie disponible para los colectores solares. El sistema alcanza SPF_s entre los 12.5 y 5, evitando hasta 37.9 Ton CO y 10.8 Ton MP₁₀ al ser comparado con otras alternativas. Sus emisiones equivalentes van entre 4 y 6 Ton CO₂ anuales.

Palabras clave: Bomba de calor, ciclo Rankine orgánico, vivienda de energía neta cero, colectores solares.

Abstract

In Chile, the three major energy uses at the residential level are heating, production of domestic hot water and the use of electrical appliances. One of the rising technologies are heat pumps, whose components are similar to those of an organic Rankine cycle. This investigation proposes a numerical model of a combined system of solar collectors and a reversible system of heat pump/organic Rankine cycle for a residential building.

In addition to Concepción, the original city of the building, Santiago and Temuco are selected because of their concentrations of PM_{2.5} and percentage of buildings with respect to all dwellings. The heating loads to achieve thermal comfort were calculated based on the constructive characteristics of the existing building and the climatic conditions in the three cities. Improving the existing thermal envelope by means of the *PassivHaus* standard, the heating loads were reduced by nearly 30%. The domestic hot water and electricity loads are obtained through an empirical characterization of the behavior of the inhabitants and a housing survey, obtaining results that are consistent with those of other investigations.

The system is designed based on the maximum loads. Some of the components are solar collectors, plate, finned tube, and helical heat exchangers with variable heat transfer coefficients based on empirical correlations, a scroll compressor, etc. The simulation of the system is of the modular type, where each module represents a component, which have inputs and outputs. A set of modules connected to each other makes up the system model. The modeling was carried out in Python, having a time step of one hour. Three operating modes are defined, which switch according to the required operating conditions.

The heat pump is the dominant component, while the solar collectors divide their operation time as a heat source for the ORC or for the water tank, thus reaching maximum solar fractions of 25%. Most of the time, the city with the best indicators is Santiago, due to its higher ambient temperatures and lower thermal requirements. In all cases, the NZEB_{potential} is less than 3%, due to the low area available for solar collectors. The system reaches SPFs between 12.5 and 5, avoiding annual emissions of up to 37.9 Ton CO and 10.8 Ton PM₁₀ when compared to other alternatives and having equivalent emissions between 4 and 6 Ton CO₂ per year.

Keywords: Heat pump, organic Rankine cycle, NZEB, solar collectors

Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos.....	iii
Lista de Tablas	v
Lista de Figuras	vii
Glosario	xi
CAPÍTULO 1: Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema y oportunidad.....	1
1.2 Estado del arte	3
1.3 Propuesta	6
1.4 Hipótesis	7
1.5 Objetivos.....	7
1.6 Metodología.....	7
CAPÍTULO 2: Marco Teórico	10
2.1 Edificios de energía neta cero (NZEB).....	10
2.2 Selección de las ciudades a evaluar y obtención de las condiciones climáticas.....	11
2.3 Caracterización de la demanda energética.....	12
2.4 Diseño del sistema reversible y sistema de control	28
2.5 Selección del refrigerante	30
2.6 Consideraciones del sistema.....	31
2.7 Modelo de los colectores solares térmicos	31
2.8 Modelo del estanque de almacenamiento	33
2.9 Modelado de intercambiadores de calor	35
2.10 Modelo del compresor reversible	42
2.11 Elementos auxiliares.....	44
2.12 Modelado conjunto de componentes	44
2.13 Indicadores de desempeño.....	47
2.14 Factores de emisión	47
CAPÍTULO 3: Simulación y análisis de resultados.....	49
CAPÍTULO 4: Conclusiones y perspectivas.....	55
Referencias.....	57
Anexo A: Estadísticas asociadas a la definición del problema	61
Anexo B: Planos del edificio.....	62

Anexo C: Caracterización experimental de los ocupantes del edificio y su comportamiento entre el 28.11.2022 y el 26.12.2022	64
Anexo D: Temperaturas del edificio sin calefacción	66
Anexo E: Comparación entre el perfil propuesto por la CDT y el perfil de Ahmed.....	68
Anexo F: Modos de funcionamiento del sistema reversible	69
Anexo G: Registro del consumo eléctrico por mes.....	71
Anexo H: Fichas técnicas de los equipos seleccionados.....	72
Anexo I: Correlaciones utilizadas para el modelado de la transferencia de calor.....	75
1. Intercambiador de tubos aletados	75
2. Intercambiadores de placas braceadas.....	77
3. Intercambiadores de calor helicoidales.....	81

Lista de Tablas

Tabla 1: Selección preliminar de ciudades en las que la aplicación de sistemas conectados a redes de distribución tendría mayor aplicabilidad. Fuente: Elaboración propia a partir de [3], [23] y [24]. ...	12
Tabla 2: Características de las ciudades seleccionadas en el estudio. Fuente: Elaboración propia a partir de [25] y [26].	12
Tabla 3: Superficie y ocupación nominal de los distintos departamentos. Fuente: Elaboración propia a partir de [27].	13
Tabla 4: Propiedades de los materiales presentes en la construcción del edificio. Fuente: Elaboración propia a partir de NCh. 853 [28].	14
Tabla 5: Caracterización de los tipos de muro existentes en la vivienda y su coeficiente global de transferencia de calor. Fuente: Elaboración propia.	14
Tabla 6: Coeficientes de transferencia de calor superficiales según la NCh. 853. Fuente: Adaptado de [28] y [29].	15
Tabla 7: Comparación de las transmitancias térmicas del edificio ($U [W m^{-2} K^{-1}]$). Fuente: Elaboración propia.	15
Tabla 8: Transmitancias térmicas ($U [W m^{-2} K^{-1}]$) de otros estudios relacionados con la simulación anual de calefacción en edificios. Fuente: Elaboración propia.	15
Tabla 9: Horarios definidos para el confort térmico de las zonas calefaccionadas. Fuente: Elaboración propia.	16
Tabla 10: Resultados de la demanda de calefacción para las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.	19
Tabla 11: Energías específicas de calefacción en las investigaciones de la Tabla 8. Fuente: Elaboración propia.	20
Tabla 12: Resumen de mejoras propuestas para el reacondicionamiento.	20
Tabla 13: Reducción obtenida al aplicar un mejoramiento de la envolvente térmica y definición del periodo de calefacción. Fuente: Elaboración propia.	20
Tabla 14: Niveles de consumo residencial diario de ACS por persona según distintos autores. Fuente: Elaboración propia.	22
Tabla 15: Comparación entre la potencia máxima y consumo energético anual necesarios para satisfacer la demanda de ACS al utilizar diferentes condiciones. Fuente: Elaboración propia.	25
Tabla 16: Consumo eléctrico anual para una vivienda habitada por 4 personas en las zonas térmicas 3, 4 y 5. Fuente: [1].	26
Tabla 17: Consumo eléctrico en cada departamento y en el edificio. Fuente: Elaboración propia.	28
Tabla 18: Alternativas de fluido refrigerante utilizadas en otras investigaciones. Fuente: Elaboración propia a partir de ASHRAE Fundamentals [37].	31
Tabla 19: Especificaciones del colector solar seleccionado. Fuente: Viessmann.	32
Tabla 20: Inclinación y distancia entre filas de colectores. Fuente: Elaboración propia.	33
Tabla 21: Características del estanque de almacenamiento de agua caliente. Fuente: Elaboración propia.	35

Tabla 22: Unidades requeridas por departamento en base a la potencia máxima de calefacción. Fuente: Elaboración propia.	41
Tabla 23: Parámetros determinados a partir de los datos entregados por el fabricante. Fuente: Elaboración propia.	43
Tabla 24: Factores de emisión de distintas tecnologías para producción de ACS residencial. Fuente: [46].	47
Tabla 25: Resumen de indicadores anuales y resultados de la simulación en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.	53
Tabla 26: Emisiones anuales evitadas al comparar el sistema con otras alternativas y emisiones equivalentes del sistema. Fuente: Elaboración propia.....	54
Tabla 27: Resultados de encuesta de ocupación del edificio y consumos energéticos por departamento.	64
Tabla 28: Ficha técnica del intercambiador de calor de placas usado como condensador en la bomba de calor.	72
Tabla 29: Ficha técnica del intercambiador de calor de placas utilizado como evaporador en el ORC y en la SHP.	72
Tabla 30: Ficha técnica del intercambiador de calor de tubos aletados usado como evaporador en el modo ASHP y como condensador en el ORC.....	73
Tabla 31: Características geométricas del primer intercambiador de calor helicoidal.....	73
Tabla 32: Características geométricas del segundo intercambiador de calor helicoidal.	73
Tabla 33: Características de las unidades terminales seleccionadas.	74
Tabla 34: Rango de validez de la correlación de Shah para condensación en BPHX. Fuente: [49]..	78
Tabla 35: Rango de validez de la correlación de Amalfi para evaporación en BPHX. Fuente: [48], [50] y [51].	79
Tabla 36: Rango de calibración de la correlación de Dong. Fuente: [52].	81

Lista de Figuras

Figura 1: Porcentajes de consumos de energía por combustible total (izquierda) y consumos de energía final (derecha) [1].	1
Figura 2: Toneladas de MP _{2.5} desglosadas por tipo de fuente en cada región durante el año 2019. Fuente: RETC 2021 [2].	1
Figura 3: Episodios críticos constatados por MP _{2.5} en Chile entre los años 2014 y 2019. Fuente: MMA [3].	2
Figura 4: Análisis de las emisiones de CO ₂ chilenas durante el año 2019: Rubros de origen (izquierda) e industrias responsables de las fuentes puntuales (derecha). Fuente: RETC 2021 [2].	2
Figura 5: Producción eléctrica chilena por fuente entre los años 2000 y 2021. Fuente: Our World in Data [5].	2
Figura 6: Tipos de sistemas combinados HP-ORC. Fuente: Elaboración propia a partir de [12].	4
Figura 7: (a) Sistema combinado indirecto propuesto por Yaici y (b) Sistema combinado directo propuesto por Yu. Fuentes: [11] y [13].	4
Figura 8: Sistema reversible HP-ORC en sus dos modos de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia.	4
Figura 9: Esquema del sistema HP/ORC propuesto por Dumont. Fuente: [17].	6
Figura 10: Planteamiento inicial del sistema según la estructura de Hadorn. Fuente: [19].	7
Figura 11: Planteamiento de los módulos desde el punto de vista de la programación.	9
Figura 12: Carta Gantt de la memoria de título.	9
Figura 13: Estrategia de reacondicionamiento para edificios existentes en climas mediterráneos. Fuente: Modificado de Da Costa [22].	11
Figura 14: Ubicación geográfica del edificio seleccionado y su vista en plano isométrico. Fuentes: Elaboración propia a partir fotos aéreas personales y [27].	13
Figura 15: Disposición de los departamentos dentro del edificio para el primer piso (izquierda) y para los pisos 2 a 8 (derecha). Fuente: [27].	13
Figura 16: Simplificación de las zonas térmicas a evaluar en TRNSYS 16. Fuente: Elaboración propia.	16
Figura 17: Comportamiento de las temperaturas sin activar el sistema de calefacción en tres zonas térmicas comparadas con la temperatura exterior en Concepción (a) entre el 1 de enero y el 16 de marzo y (b) entre el 25 de junio y el 18 de septiembre.	17
Figura 18: Temperaturas de una zona calefaccionada (rojo), una sin calefacción (negro) y la temperatura exterior (azul) entre el 27 de mayo y el 7 de julio para (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.	18
Figura 19: Demanda anual de potencia de calefacción para (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.	18
Figura 20: Potencia máxima de calefacción en cada departamento en (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.	19
Figura 21: Energía específica anual de calefacción para cada departamento del edificio en (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.	19

Figura 22: Demanda anual de potencia de calefacción después del mejoramiento de la envolvente y la definición del periodo de calefacción para (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.	21
Figura 23: Energía específica anual de calefacción en cada departamento después del mejoramiento de la envolvente y la definición del periodo de calefacción en (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.	21
Figura 24: Registro del consumo de ACS diario por persona en cada departamento. Fuente: Elaboración propia.	23
Figura 25: Perfil horario de ACS. Fuente: Elaboración propia a partir de los datos de Ahmed [34].	24
Figura 26: Temperaturas promedio de la red en Santiago, Concepción y Temuco. Fuente: Elaboración propia a partir de los datos de [32].	24
Figura 27: Registro del consumo eléctrico de cada departamento en un periodo de 28 días entre el 28.11.2022 y el 26.12.2022. Fuente: Elaboración propia.	26
Figura 28: Consumos eléctricos del edificio obtenidos a partir de las mediciones y su variación según el mes del año. Fuente: Mediciones empíricas y boletas mensuales del complejo residencial en el Anexo G (Figura 68).	27
Figura 29: Consumo horario de electricidad en hogares chilenos. Fuente: Elaboración propia a partir de los datos de Rojas [29] y Moreno [30].	28
Figura 30: Diseño del sistema reversible. Fuente: Elaboración propia.	29
Figura 31: Sistema de control. Fuente: Elaboración propia.	30
Figura 32: Diagrama de flujo del modelo del colector solar. Fuente: Elaboración propia.	32
Figura 33: Distancia mínima entre filas de colectores. Fuente: Elaboración propia.	32
Figura 34: Cantidad máxima de colectores apuntando hacia el norte en cada ciudad. Fuente: Elaboración propia.	33
Figura 35: Semana de mayor demanda térmica en Temuco. Fuente: Elaboración propia.	35
Figura 36: Discretización del intercambiador de tubos y aletas en sus dos modos de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia.	37
Figura 37: Discretización de los intercambiadores de placas en sus modos de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia.	39
Figura 38: Esquema de las dimensiones de un BPHX. Fuente: Elaboración propia a partir de [39].	39
Figura 39: Geometría de un intercambiador de calor helicoidal. Fuente: Replicado a partir de [40].	40
Figura 40: Modelo de un compresor scroll. Fuente: Replicado a partir del esquema propuesto por Lebrun en [43].	42
Figura 41: Calibración de parámetros del modelo del compresor Copeland ZH 150 KCE-TWD. Fuente: Elaboración propia a partir de datos entregados por el fabricante.	43
Figura 42: Conjunto de modelos presentes en la bomba de calor. Fuente: Elaboración propia a partir lo planteado en [44].	45
Figura 43: Diagrama T-s del ciclo de la ASHP para $T_a, s_u, e_v = 283.15 K, T_{g_w}, s_u, c_d = 313.15 K$. Fuente: Elaboración propia a través de CoolProp [45].	45
Figura 44: Conjunto de modelos presentes en el ORC. Fuente: Elaboración propia a partir de lo planteado en [44].	46

Figura 45: Diagrama T-s del ORC para $T_a, su, cf = 293.15 K$, $M_{gw, ev} = 0.2 kg s^{-1}$. Fuente: Elaboración propia a través de CoolProp [45].	46
Figura 46: Frecuencia de los modos de funcionamiento del sistema. Fuente: Elaboración propia.	49
Figura 47: Frecuencia de los modos de funcionamiento del sistema excluyendo el modo de espera. Fuente: Elaboración propia	49
Figura 48: Temperaturas en el estanque durante el año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.	50
Figura 49: Comportamiento de las temperaturas en el estanque de Temuco durante distintas semanas: (a) Verano, (b) Semana de menor capacidad de cobertura, (c) Semana de mayor demanda térmica.	50
Figura 50: COP instantáneo durante el año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.	51
Figura 51: SPF mensual de la bomba de calor en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.	51
Figura 52: Rendimiento del ORC durante todo el año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.	51
Figura 53: SPF del ORC durante los distintos meses del año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.	52
Figura 54: Fracción solar de los colectores durante los distintos meses del año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.	52
Figura 55: SPF del sistema durante los distintos meses del año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.	53
Figura 56: Emisiones de material particulado fino y grueso durante el año 2019. Fuente: RETC 2021 [2].	61
Figura 57: Fuentes energéticas utilizadas en Chile desde 1965 hasta el 2021. Fuente Our World in Data [5].	61
Figura 58: Vista de planta del primer piso del edificio. Fuente: [27].	62
Figura 59: Vista de elevación posterior y frontal del edificio. Fuente: [27].	62
Figura 60: Corte A-A de la Figura 58. Fuente: [27].	63
Figura 61: Corte B-B de la Figura 58. Fuente: [27].	63
Figura 62: Comportamiento de las temperaturas en tres zonas térmicas comparadas con la temperatura exterior en Santiago (a) entre el 1 de enero y el 16 de marzo y (b) entre el 25 de junio y el 18 de septiembre.	66
Figura 63: Comportamiento de las temperaturas en tres zonas térmicas comparadas con la temperatura exterior en Temuco (a) entre el 1 de enero y el 16 de marzo y (b) entre el 25 de junio y el 18 de septiembre.	67
Figura 64: Comparación entre los perfiles horarios de ACS de Ahmed y de la CDT. Fuente: Elaboración propia.	68
Figura 65: Modo Direct Solar Heating. Fuente: Elaboración propia.	69
Figura 66: Modo Air Source Heat Pump. Fuente: Elaboración propia.	70
Figura 67: Modo ORC. Fuente: Elaboración propia.	70
Figura 68: Consumo mensual real en [kWh] de las tres torres del complejo residencial. Fuente: Boletas de CGE.	71

Figura 69: Vista aérea de las torres del complejo residencial. De derecha a izquierda A, B y C. Fuente: Colección propia.	71
Figura 70: Coeficiente convectivo del R134a durante condensación en zona bifásica calculado por la correlación de Shah (1979) al variar la calidad del vapor en la cual se evalúa. ($P_r = 1.65$ [MPa], $D_{i,t} = 11$ [mm], $Mr = 0.7 \text{ kg s}^{-1}$, $N_{p,t} = 25$) Fuente: Elaboración propia.	77
Figura 71: Variación del coeficiente convectivo del R134a durante la condensación usando la correlación propuesta por Shah (2021) para las características geométricas del condensador de la bomba de calor. Fuente: Elaboración propia.	79
Figura 72: Variación del coeficiente convectivo del R134a durante la evaporación usando la correlación propuesta por Amalfi (2016) para las características geométricas del evaporador del ORC. Fuente: Elaboración propia.	81

Glosario

Acrónimos

ASHP	:	Air Source Heat Pump (Bomba de Calor Aerotérmica)
BPHX	:	Brazed Plate Heat Exchanger (Intercambiador de calor de placas braceadas)
CFC	:	Clorofluorocarbonos
COP	:	Coefficient of Performance (Coeficiente de desempeño)
DHW (ACS)	:	Domestic Hot Water (Agua Caliente Sanitaria)
DSH	:	Direct Solar Heating (Calefacción Solar Directa)
EES	:	Engineering Equation Solver
GEI	:	Gases de Efecto Invernadero
GLP	:	Gas Licuado del Petróleo
GN	:	Gas Natural
GWP	:	Global Warming Potential (Potencial de calentamiento global)
HC	:	Hidrocarburos
HCFC	:	Hidroclorofluorocarbonos
HFC	:	Hidrofluorocarbonos
HFO	:	Hidrofluoroolefinas
HP (BC)	:	Heat Pump (Bomba de Calor)
IEA	:	International Energy Agency (Agencia Internacional de la Energía)
MP	:	Material Particulado
NI	:	No informa
OMS	:	Organización Mundial de la Salud
ORC	:	Ciclo de Rankine Orgánico
PDA	:	Plan de Descontaminación Ambiental
PV	:	Fotovoltaico
SHP	:	Solar and Heat Pump
SHP/ORC	:	Sistema Reversible Solar Bomba de Calor y ORC
SPF	:	Seasonal Performance Factor
TRNSYS	:	Transient System Simulation Tool
UdeC	:	Universidad de Concepción

Símbolos

Símbolo	Nombre	Unidad
A	: Área	m^2
C	: Capacitancia	kJ K^{-1}
\dot{C}	: Flujo capacitivo	kW K^{-1}
c	: Calor específico	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
D	: Diámetro	m
d	: Distancia	m
E	: Energía	J, kWh
f	: Fracción solar	-
h	: Entalpía específica	kJ kg^{-1}
hcv	: Coeficiente de transf. de calor por convección	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
I	: Radiación	W m^{-2}
M	: Masa	kg

\dot{M}	:	Flujo másico	kg s ⁻¹
N	:	Velocidad de giro	rpm
NTU	:	Número de unidades transferidas	-
P	:	Presión	bar
\dot{Q}	:	Flujo de calor	kW ó W
T	:	Temperatura, torque	°C, Nm
U	:	Coefficiente global de transferencia de calor, Transmitancia térmica	W m ⁻² K ⁻¹
\dot{V}	:	Flujo volumétrico	kW ó W
\dot{W}	:	Potencia	kW ó W

Letras griegas

Δ	:	Diferencia	-
β	:	Inclinación del colector, ángulo de chevron	°
ϕ	:	Factor de alargamiento,	-
χ	:	Distancia entre tubos	m
α	:	Coefficiente del colector,	m
ε	:	Eficacia	-
η	:	Rendimiento	-
ρ	:	Densidad	kg m ⁻³
τ	:	Tiempo	s, h
ν	:	Viscosidad cinemática	m ² s ⁻¹

Subíndices

a	:	Aire
arq	:	Del plano arquitectónico
aux	:	Auxiliar
$back$:	Parte inferior
cf	:	Fluido frío
col	:	Colector
cd	:	Condensador
cp	:	Compresor
e	:	Exterior
el	:	Eléctrica
em	:	Motor eléctrico
ev	:	Evaporador
ex	:	Salida
exp	:	Expansor
fan	:	Ventilador
gw	:	Mezcla de agua con anticongelante
hf	:	Fluido caliente
hel	:	Helicoidal ó helicoide
$hour$:	En horas
hx	:	Intercambiador de calor
i	:	Interno
in	:	Intermedio

<i>loss</i>	:	Pérdidas
<i>min</i>	:	Mínima
<i>net</i>	:	Neto
<i>oil</i>	:	Petróleo
<i>pe</i>	:	Pellet
<i>pp</i>	:	Bomba
<i>s</i>	:	Isentrópico, sensible, superficial
<i>sc</i>	:	Subenfriamiento
<i>sh</i>	:	Calentamiento de Espacios, sobrecalentamiento
<i>slab</i>	:	Loza
<i>su</i>	:	Entrada
<i>times</i>	:	Multiplicador de colectores ORC
<i>t</i>	:	Tubo
<i>tk</i>	:	Estanque de almacenamiento de agua caliente sanitaria
<i>top</i>	:	Parte superior
<i>tp</i>	:	Zona bifásica
<i>util</i>	:	Útil
<i>v</i>	:	Volumétrico
<i>w</i>	:	Agua
<i>wf</i>	:	Fluido de trabajo

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Descripción del problema y oportunidad

En Chile, los tres grandes usos energéticos a nivel residencial son calefacción, producción de agua caliente sanitaria y electricidad (ver Figura 1). Las principales fuentes energéticas utilizadas para ello son la leña (39.6%) y el gas natural (31.4%), las cuales emiten material particulado y dióxido de carbono respectivamente.

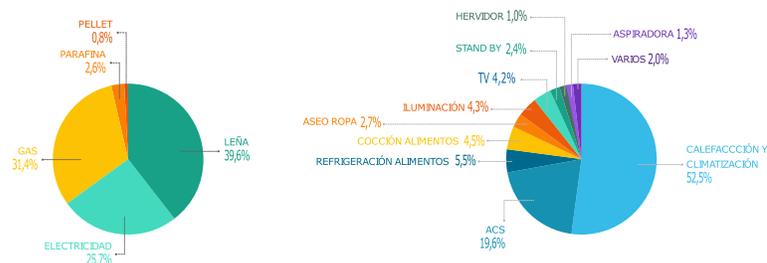


Figura 1: Porcentajes de consumos de energía por combustible total (izquierda) y consumos de energía final (derecha) [1].

Al analizar las emisiones de MP_{2.5}, mostradas en la Figura 2, se observa que la mayor concentración se da en las regiones de la Araucanía, los Lagos y del Biobío. Por otro lado, en aquellas regiones en que la combustión de leña residencial posee una menor penetración, las emisiones se ven disminuidas notoriamente, como por ejemplo en las regiones del norte, que poseen menores necesidades de calefacción, o en el caso particular de la región de Magallanes, que posee una subvención para el uso de gas.

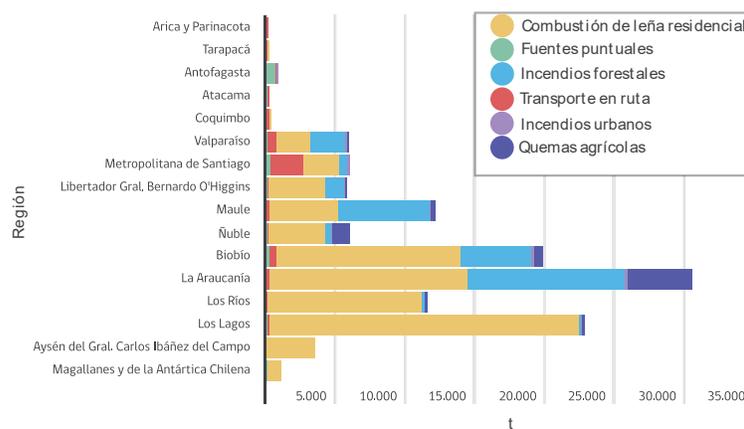


Figura 2: Toneladas de MP_{2.5} desglosadas por tipo de fuente en cada región durante el año 2019. Fuente: RETC 2021 [2].

Las ciudades más afectadas por las consecuencias del consumo de leña se concentran en la zona centro sur de Chile, destacando aquellas mostradas en la Figura 3. Las ciudades con una mayor cercanía a la cordillera de los Andes, sin corrientes de renovación de aire, poseen mayor cantidad de episodios. Tal es el caso de Santiago, Chillán, Los Ángeles, Temuco y Coyhaique.

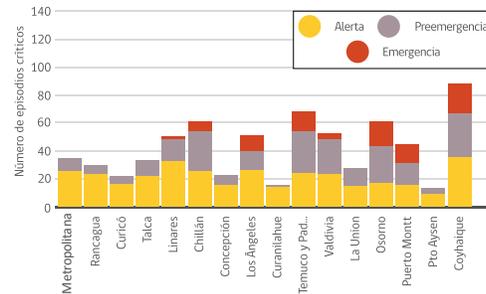


Figura 3: Episodios críticos constatados por MP2.5 en Chile entre los años 2014 y 2019. Fuente: MMA [3].

Según la OMS, niveles críticos de calidad del aire están directamente relacionados con enfermedades respiratorias, atribuyéndoles una de cada nueve muertes a nivel mundial [4].

Otro contaminante considerado para definir la calidad del aire es el dióxido de carbono, cuyas emisiones se muestran en la Figura 4 en toneladas de CO₂ para el año 2019. Las fuentes puntuales emitieron el 72% del total, destacando las termoeléctricas, es decir, un gran responsable de las emisiones de CO₂ es el sector eléctrico.

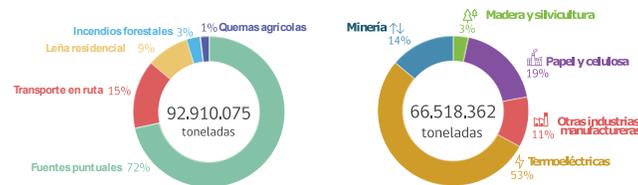


Figura 4: Análisis de las emisiones de CO₂ chilenas durante el año 2019: Rubros de origen (izquierda) e industrias responsables de las fuentes puntuales (derecha). Fuente: RETC 2021 [2].

La producción de energía eléctrica chilena está basada principalmente en combustibles fósiles. Como se ve en la Figura 5, el 53.69% de la electricidad proviene de fuentes fósiles (carbón, gas y petróleo). En tercer lugar, ligeramente por sobre el petróleo se encuentra la energía hidráulica, mientras que las energías renovables, como la eólica, solar (fotovoltaica y de concentración), biomasa, geotérmica, entre otras, comprenden el 32.52% del aporte eléctrico total. A partir de lo anterior, se infiere que Chile, debido a que importa la mayor parte de sus combustibles fósiles, es altamente dependiente de los países vendedores de dichos recursos. En tanto, la escasez hídrica y falta de lluvias, en conjunto con la fuerte oposición local hacia los proyectos hidroeléctricos, que necesitan la inundación de terrenos, ha hecho que Chile se incline por impulsar proyectos de energía solar y eólica.

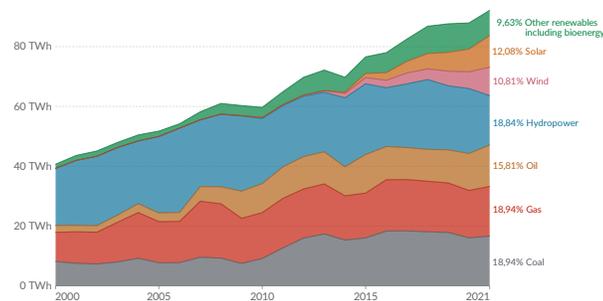


Figura 5: Producción eléctrica chilena por fuente entre los años 2000 y 2021. Fuente: Our World in Data [5].

Adicionalmente, y debido a crisis políticas tanto internas como externas, los precios del gas natural y del petróleo han ido en aumento, provocando una crisis energética cuyas consecuencias no solo serán vistas en Europa, sino que también en Chile. Precisamente, el alto costo de la electricidad y del gas es una de las razones del uso predominante de leña en la zona centro sur del país, la cual se vende mayoritariamente de forma clandestina, sin mayores regulaciones [6].

Desde el punto de vista tecnológico, una de las soluciones propuestas por el gobierno para la reducción de emisiones contaminantes es mejorar la envolvente de las viviendas y reemplazar los equipos de calefacción por unos de mayor eficiencia [7].

También se ha impulsado el uso de colectores solares térmicos, los cuales producen agua caliente sanitaria transformando cerca del 60% de la radiación solar en energía térmica útil, utilizando una cantidad marginal de energía eléctrica para las bombas de circulación y el sistema de control. Su principal desventaja es la necesidad de un sistema auxiliar, ya que, al depender de las condiciones atmosféricas, no asegura suplir por sí solo la totalidad de la demanda.

Otra tecnología que ha sido impulsada por la Agencia Internacional de la Energía, son las bombas de calor, que producen energía térmica a partir de electricidad y de la energía del ambiente presente en el aire, agua o tierra [8]. Esta tecnología posee bajos costos de operación, no emite contaminantes en forma directa y es compatible con otras tecnologías, como los paneles fotovoltaicos y los colectores solares térmicos, pero requiere de una alta inversión inicial. Debido a que parte de la energía que suministra proviene del ambiente, pueden tener COPs de hasta 7. Sus componentes básicos son un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador.

En el caso de la generación eléctrica, los paneles fotovoltaicos han ganado popularidad debido a la disminución en sus costos de producción y al sostenido aumento de su eficiencia ha llegado a valores cercanos al 23 %. Según reportes de la Agencia Internacional de la Energía, para cumplir las metas de energía neta cero, la generación fotovoltaica mundial tendría que crecer desde los 800 [TWh] producidos en 2020 a cerca de los 7000 [TWh] en 2030 [9].

Una alternativa menos explorada en el ámbito residencial son los ciclos de Rankine orgánico (ORC), los cuales son capaces de adaptarse a fuentes de calor de baja temperatura, como los calores residuales, combustión de biomasa, energía solar térmica o energía geotérmica. Este ciclo utiliza fluidos con temperaturas y presiones críticas menores a las del agua, lo que permite aprovechar calores de baja calidad (hasta 400°C), siendo sus principales componentes un evaporador, un expansor, un condensador y una bomba. La similitud de sus componentes y los de las bombas de calor ha hecho que diversos autores estudien su compatibilidad.

1.2 Estado del arte

Existen tres tipos de sistemas combinados de bomba de calor y ciclo de Rankine orgánico, tal como se indica en la Figura 6. En los ciclos indirectamente combinados, la bomba de calor y el ORC trabajan en paralelo. Un ejemplo de ello es lo propuesto por Yaici, que estudió la configuración de la Figura 7(a) con el objetivo de satisfacer la demanda de calefacción de dos viviendas ubicadas en distintas ciudades de Canadá [10].

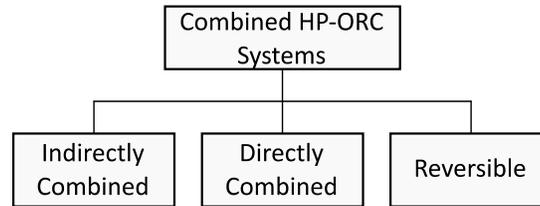


Figura 6: Tipos de sistemas combinados HP-ORC. Fuente: Elaboración propia a partir de [11].

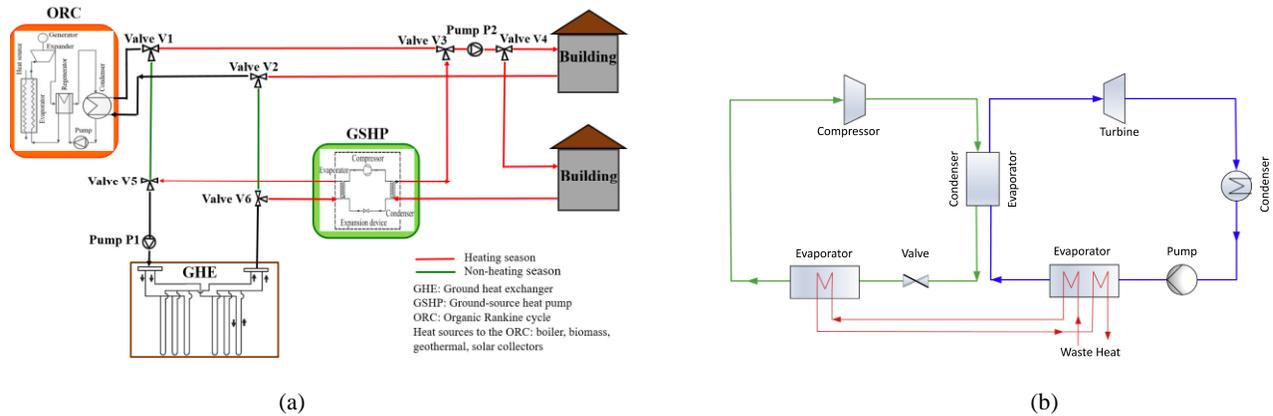


Figura 7: (a) Sistema combinado indirecto propuesto por Yaici y (b) Sistema combinado directo propuesto por Yu. Fuentes: [10] y [12].

En los sistemas directamente combinados la interacción entre los fluidos participantes se realiza, por ejemplo, a través intercambiadores de calor. En el sistema propuesto por Yu, mostrado en la Figura 7(b), se utilizó una bomba de calor de alta temperatura para mejorar la calidad de los calores residuales y aumentar la producción eléctrica en el ORC.

En los sistemas reversibles, el expansor y el compresor son el mismo equipo, que funciona de manera alternada dependiendo de la demanda de calor y de las condiciones ambientales. Al mismo tiempo, los intercambiadores de calor funcionan como evaporador o condensador dependiendo del modo de funcionamiento del equipo. Dicho funcionamiento se muestra en la Figura 8.

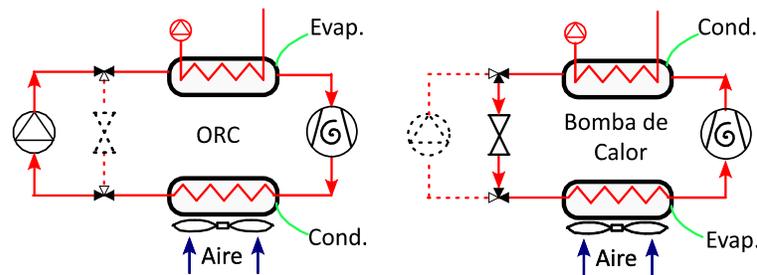


Figura 8: Sistema reversible HP-ORC en sus dos modos de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia.

El primer investigador en sugerir la adición de un ciclo Rankine orgánico a una bomba de calor convencional fue Schimpf entre los años 2011 y 2015. El objetivo de su investigación fue simular y optimizar un sistema reversible HP/ORC para la producción de agua caliente sanitaria, calefacción y

generación eléctrica [13]. El caso de estudio fue aplicado en una vivienda unifamiliar de 150 m², con 12 m² de colector solar, usando R134a como fluido de trabajo y considerando 3 ciudades: Bochum, Ankara y Denver [14]. Los resultados obtenidos fueron utilizados para evaluar la viabilidad económica del sistema, determinando que al añadir un ORC a la bomba de calor convencional el sistema resulta rentable en todos los casos. El autor sugiere que este tipo de sistema funcionaría mejor en viviendas de gran tamaño, como edificios, hoteles, asilos, etc. Adicionalmente, estudió la viabilidad de disminuir el potencial de calentamiento global en caso de fugas de refrigerante, reemplazando el R134a por R600a. Al simular el sistema, obtuvo rendimientos y generaciones eléctricas y de calor similares. Por otro lado, debido a que el R600a posee menores presiones de saturación, logró reducir el costo de la bomba requerida en el ORC [15]. De su investigación se desprende que los sistemas reversibles pueden suplir la demanda eléctrica en el caso de las viviendas de tipo casa, sin embargo, queda pendiente el estudio de su aplicación en edificios. Este autor también menciona que existen dos tipos de bomba para el ORC: la de pistón (cuyo alto costo encarece al sistema, pero permite presiones de hasta 2.75 MPa) y la de paletas (que tienen un costo menor pero un nivel máximo de presión cercano a los 1.5 MPa).

Entre los años 2013 y 2017, Dumont publicó diversas investigaciones relacionadas con la aplicación de sistemas reversibles en el sector residencial [16]. El caso de estudio fue una vivienda unifamiliar de 138 m², de arquitectura mediterránea y habitada por 4 personas [17]. Este sistema, mostrado en la Figura 9, posee: colectores solares térmicos, un sistema HP/ORC reversible, un estanque de almacenamiento de energía térmica y un intercambiador de calor geotérmico. Se proponen tres modos de funcionamiento: i) ORC, ii) calefacción directa mediante colectores solares, iii) bomba de calor. El sistema opera de la siguiente manera: si la temperatura en el estanque de almacenamiento está bajo cierto valor, se activa el modo bomba de calor. Si la temperatura a la salida de los colectores solares es mayor que la del almacenamiento, se activa la circulación desde los colectores solares y se apaga la bomba de calor. Finalmente, el ORC sólo se activa si existe un exceso de energía térmica suficiente como para producir electricidad. Particularmente en un estudio publicado el 2015, Dumont comparó dos sistemas acoplados a un edificio para evaluar la posibilidad de obtener un edificio de energía neta cero: un sistema reversible de bomba de calor y ORC, y un sistema tradicional de paneles fotovoltaicos y bomba de calor, ambas para suplir las demandas de calefacción, ACS y electricidad de la vivienda unifamiliar [15]. En la evaluación se consideraron distintas latitudes, logrando en todas ellas una mayor generación eléctrica anual que el consumo de la vivienda unifamiliar. Al comparar la producción eléctrica, el sistema HP/PV presentó mayores consumos y mayores producciones netas que el sistema HP/ORC. En los casos en que la demanda térmica de la vivienda era mayor, el sistema HP/ORC supera la producción neta del sistema HP/PV, ya que requiere menores cantidades de energía para lograr el mismo efecto útil. De su investigación, se desprende que la mayor limitante de los sistemas HP/ORC es la fuente de calor disponible, que en el caso de los colectores solares depende del área utilizada y de las condiciones climáticas del lugar evaluado, alcanzando mayores producciones eléctricas en latitudes más cercanas al ecuador.

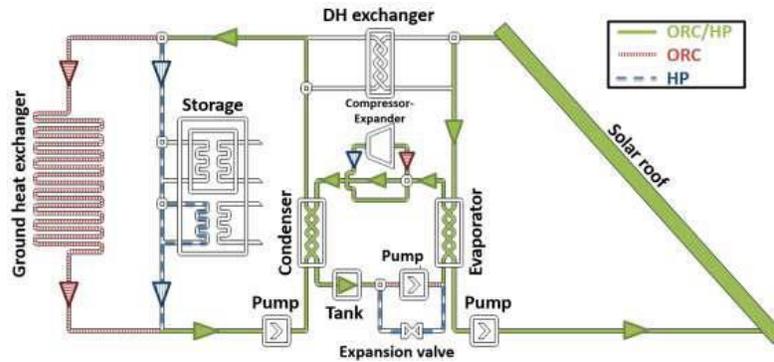


Figura 9: Esquema del sistema HP/ORC propuesto por Dumont. Fuente: [16].

1.3 Propuesta

La calidad del aire en la zona centro sur de Chile está fuertemente afectada por los combustibles utilizados en los hogares tanto para calefacción como para producción de agua caliente sanitaria. En vista de ello, las bombas de calor son una tecnología emergente cuyo uso en los próximos años irá en aumento. Sin embargo, el gran impedimento para su implementación está dado por su alta inversión inicial, lo cual se agrava por el alza en el precio de la electricidad.

En esta investigación se propone desarrollar un modelo numérico de un sistema reversible de HP/ORC combinado con colectores solares para satisfacer la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria de los habitantes de un edificio residencial de departamentos, y además, producir la mayor cantidad de energía eléctrica en base a la superficie disponible en su techo.

Según lo investigado por Schimpf y Dumont, los sistemas reversibles permiten generar mayores cantidades de energía eléctrica que los sistemas de bomba de calor y paneles fotovoltaicos en los casos en los que se requiera de una gran demanda térmica. Los indicadores que se utilizarán para evaluar los sistemas simulados son: la eficiencia energética del sistema reversible, su costo y su impacto sobre el medio ambiente.

La modelación permite comparar diversas estrategias de control, configuraciones de los sistemas y características de sus componentes. La Figura 10 muestra un esquema preliminar del sistema reversible a evaluar. La representación gráfica se basa en lo descrito por Hadorn, en la parte superior se muestra la energía extraída del ambiente, en el costado izquierdo la energía eléctrica que será consumida y en el costado derecho los efectos útiles producidos por el sistema. En el centro se ven los diferentes módulos del sistema propuesto: de colectores solares, de estanque de almacenamiento, loza radiante, calentador de agua auxiliar y el sistema reversible HP/ORC [18].

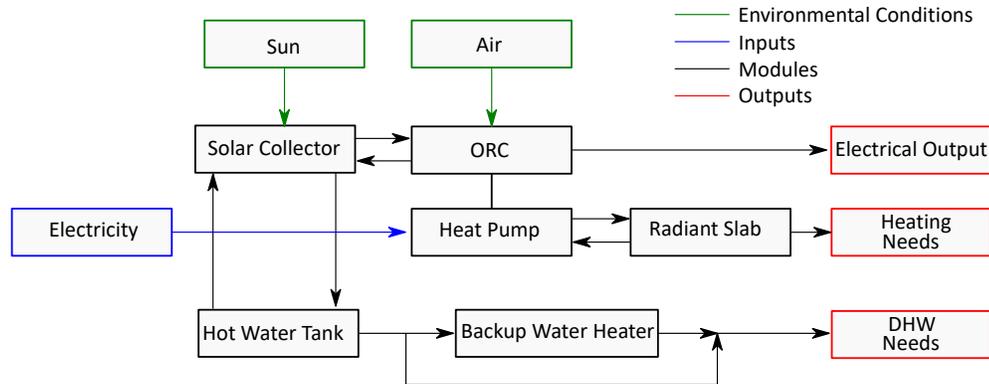


Figura 10: Planteamiento inicial del sistema según la estructura de Hadorn. Fuente: [18].

1.4 Hipótesis

Un sistema reversible de bomba de calor / ciclo Rankine orgánico acoplado a colectores solares, puede generar la suficiente energía térmica y eléctrica a lo largo de un año como para igualar o superar la demanda energética anual de un edificio residencial.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general [OG]

Diseñar y evaluar un sistema reversible bomba de calor / ciclo Rankine Orgánico para satisfacer demandas de calefacción, agua caliente sanitaria y electricidad de un edificio residencial.

1.5.2 Objetivos específicos [OE]

- (1) Determinar la demanda de calefacción, agua caliente sanitaria y electricidad de un edificio residencial.
- (2) Dimensionar y seleccionar equipos de los sistemas a evaluar.
- (3) Implementar y validar los modelos de simulación.
- (4) Evaluar el desempeño de los sistemas considerados a través de sus indicadores estacionales y emisiones contaminantes.

1.6 Metodología

OE1: Determinar la demanda de calefacción, agua caliente sanitaria y electricidad de un edificio residencial

Se debe seleccionar un edificio de departamentos ubicado en una ciudad con altas emisiones de $MP_{2.5}$, ya que ello indica una fuerte presencia de calefacción por combustión a leña. Los planos del edificio se solicitarán a la constructora, haciendo énfasis en la composición y geometría de las ventanas, paredes, pisos y techos. Se seleccionarán dos ciudades adicionales a la de origen del edificio a partir de datos de calidad del aire y habitacionales del censo de 2017. Las condiciones meteorológicas se determinarán de Meteonorm o de la Red Agroclimática Nacional (AGROMET). La demanda de calefacción se determinará con el software TRNSYS, según la geometría del edificio, cargas internas, condiciones meteorológicas, etc., mientras que la magnitud de la demanda

de electricidad y agua caliente sanitaria se determinarán en base al número de ocupantes del edificio y los datos de la caracterización energética de viviendas en Chile [1]. Los perfiles de esta demanda se determinarán de la literatura científica y se ajustarán para que al integrar en el periodo de referencia (mensual y anual) entreguen los valores obtenidos del levantamiento de información de dichos consumos. Los principales resultados de esta actividad serán las demandas energéticas del edificio: calefacción, agua caliente sanitaria y electricidad.

OE2: Dimensionar y seleccionar equipos de los sistemas a evaluar

Se realizará una revisión bibliográfica que permita definir las arquitecturas de las configuraciones a utilizar en este estudio. Además de lo anterior, se revisarán las diferentes tecnologías usadas para cada uno de los componentes de las configuraciones encontradas en la literatura. El resultado de esta actividad serán las arquitecturas y tecnologías a utilizar en el sistema reversible.

Una vez obtenidas las demandas, definidas las configuraciones y tipo de componente a utilizar en cada una de estas, se procede a dimensionar ambos sistemas y seleccionar cada uno de sus componentes. Adicionalmente, se definirá la estrategia de control de cada sistema, teniendo como requisito satisfacer al menos el 60% de la demanda de ACS durante todo el año, generar la mayor cantidad de electricidad posible utilizando el área del techo del edificio y satisfacer la totalidad de la demanda de calefacción. El resultado de esta actividad será la selección de cada uno de los componentes del sistema con sus respectivas fichas técnicas obtenidas de los catálogos de los fabricantes.

OE3: Implementar y validar los modelos de simulación

Una vez obtenidas las características de cada componente se procederá a realizar el modelo de simulación de estos. Se considerará a lo menos: modelo del edificio, modelo de un condensador, modelo de un evaporador, modelo de una bomba, modelo de un expansor, modelo de un compresor, modelo de colectores solares térmicos, modelo de un estanque de acumulación de agua, modelo de la unidad terminal y modelo de un sistema de control. Los modelos serán implementados en el software Python y serán validados con los datos de catálogo obtenidos en la actividad anterior. Los modelos se desarrollarán de forma modular, con una cierta cantidad de entradas y salidas, y con parámetros que definirán sus respectivos tamaños. La interconexión entre ellos permitirá la eliminación de ciertas entradas, lo que reducirá las entradas del modelo global.

La Figura 11 muestra el planteamiento del sistema propuesto desde el punto de vista de programación: en rojo se muestran las entradas necesarias para el funcionamiento del modelo, en negro se muestran los módulos de simulación, y en verde se muestran los resultados del modelo.

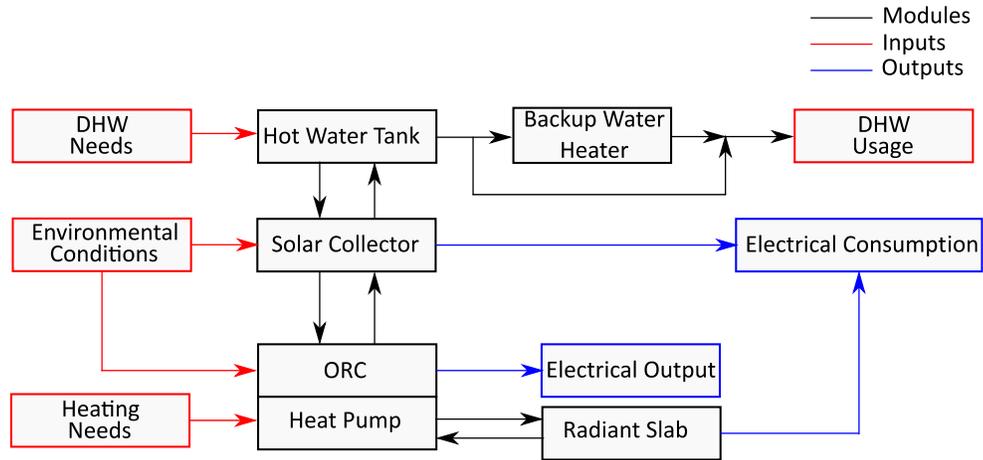


Figura 11: Planteamiento de los módulos desde el punto de vista de la programación.

OE4: Evaluar el desempeño de los sistemas considerados a través de sus indicadores estacionales y emisiones contaminantes

La simulación será de carácter transiente con un paso de tiempo de 1 hora. El resultado serán indicadores del conjunto de equipos representativos de todo el periodo (anual y mensual), para ello se considerarán las energías térmicas y eléctricas, así como los consumos asociados a los dispositivos auxiliares necesarios para su funcionamiento. Se determinarán las emisiones de contaminantes en base a la simulación anual. Finalmente, se discutirá el efecto de las condiciones de borde sobre la simulación cambiando la localización del edificio a otras dos ciudades pertenecientes a la zona centro sur del país que también sean afectadas por altos niveles de contaminación por material particulado. La Figura 12 muestra la planificación de la memoria de título.

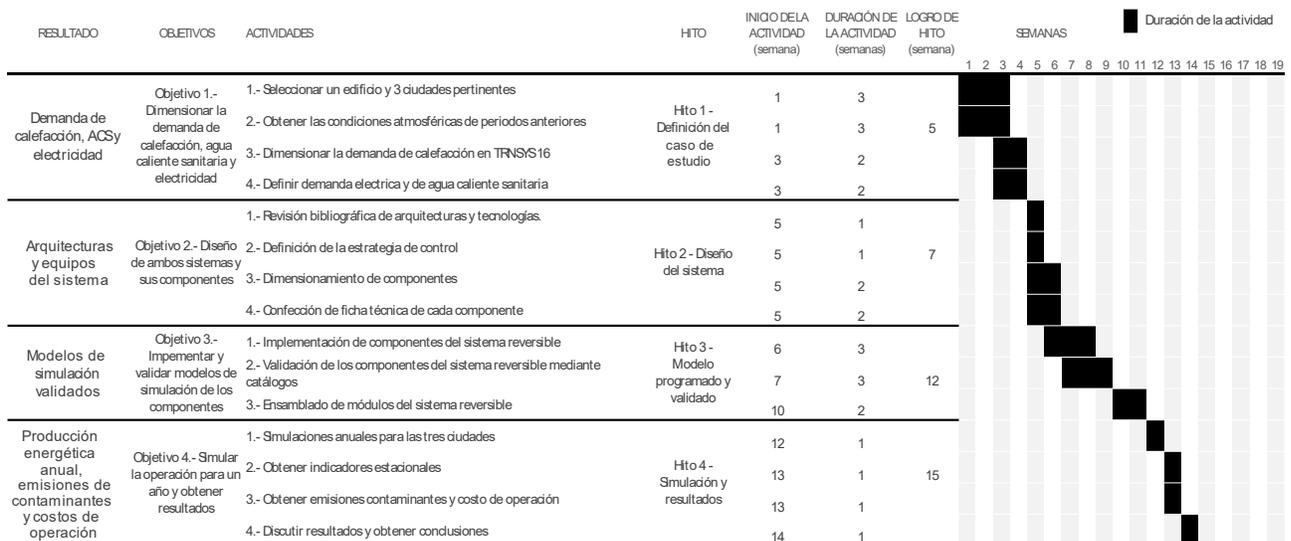


Figura 12: Carta Gantt de la memoria de título.

CAPÍTULO 2: Marco Teórico

En este capítulo se establecen las bases teóricas y definiciones críticas que son esenciales para el desarrollo del proyecto.

2.1 Edificios de energía neta cero (NZEB)

La política energética nacional del 2021 [7], establece como meta aumentar gradualmente, y hasta un 100%, la porción de nuevas construcciones pertenecientes a la clasificación NZEB. En primer lugar, para los edificios públicos, al 2030, y en segundo lugar para los edificios residenciales y no residenciales privados al 2050. De esta forma, se plantea que al 2050 el 10% del total de edificaciones pertenezca a los NZEB.

A pesar de haber sido introducido en los años 90, el concepto de edificio de energía neta cero (NZEB, por sus siglas en inglés) aún carece de consenso en cuanto a su definición. Según [19], un edificio de energía neta cero es aquel que en el transcurso de un año produce una cantidad de energía (térmica y eléctrica), a partir de fuentes renovables, igual a la que importa desde la red. Recurrentemente se confunde con casa pasiva (del alemán *Passivhaus*), el cual corresponde al estándar arquitectónico basado en la disminución del consumo energético de los hogares a través de medidas pasivas: como una gran calidad de aislación térmica, carencia de puentes térmicos, orientación optimizada para aprovechar las ganancias solares, gran calidad de ventanas y puertas y uso de técnicas de ventilación natural. Por lo tanto, un diseño pasivo facilitaría la obtención de un edificio de energía neta cero, ya que la demanda energética sería menor. En definitiva, la ecuación que se utilizará para determinar si el edificio evaluado es del tipo NZEB dependerá de la energía eléctrica consumida y producida.

$$\text{Edificio es NZEB} \Leftrightarrow E_{el,net} \geq 0 \Leftrightarrow E_{el,prod} - E_{el,cons} \geq 0 \quad (1)$$

A partir de lo indicado por Tori [20] para paneles fotovoltaicos, se define el potencial de un edificio para alcanzar un balance neto igual a cero según lo indicado en la ecuación (2). Si un edificio posee un potencial menor a 1, quiere decir que no es posible alcanzar el NZEB incluso utilizando la totalidad del espacio disponible en el techo. La misma definición puede ser usada para un ORC acoplado a colectores solares.

$$NZEB_{potential} = \frac{\text{Energía exportada a la red}}{\text{Energía importada desde la red}} \quad (2)$$

La Figura 13 muestra la estrategia a seguir para reacondicionar edificios existentes y transformarlos gradualmente en NZEB propuesta por Da Costa el 2022, para ser aplicada en edificios existentes de la Universidad de Málaga [21]. Ella propone que la mejor forma de igualar las demandas energéticas del edificio es disminuirlas antes de generar grandes cantidades con un sistema renovable. La primera medida, así como la de mayor impacto, es el mejoramiento de la envolvente térmica al disminuir las transmitancias térmicas de ventanas, paredes o techumbres. En segundo lugar, se busca disminuir el consumo energético del edificio al tener sistemas eficientes de iluminación y HVAC. Los edificios de la Universidad de Málaga poseían un consumo anual específico de calefacción de 70 [kWh m⁻² y⁻¹], que al sumarse con el consumo eléctrico llegaba hasta 160 [kWh m⁻² y⁻¹]. Sus

resultados indican que se puede satisfacer entre un 40 y 50 % de la demanda usando paneles fotovoltaicos. Da Costa indica que la utilización de una bomba de calor reduciría la demanda energética en un 26 % más. Del mismo modo, una mejora en las luminarias implica un ahorro entre 8 y 20 % del total.

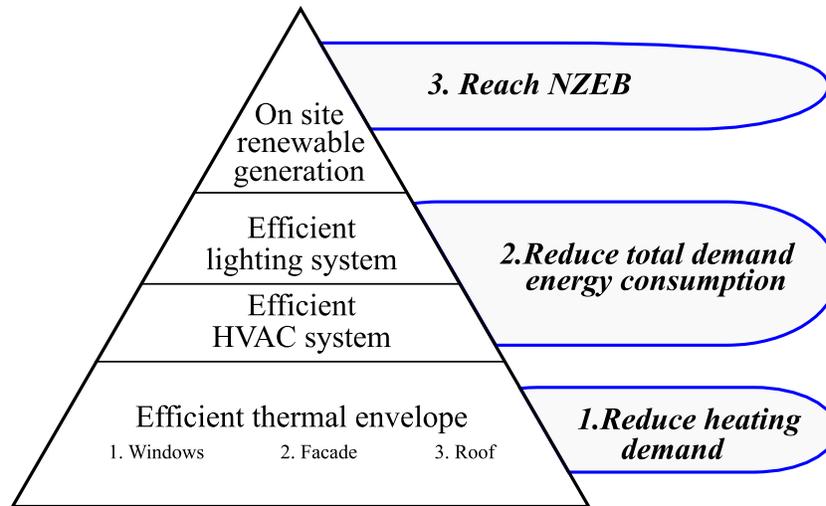


Figura 13: Estrategia de reacondicionamiento para edificios existentes en climas mediterráneos. Fuente: Modificado de Da Costa [21].

2.2 Selección de las ciudades a evaluar y obtención de las condiciones climáticas

Además de Concepción, ciudad donde se ubica el edificio seleccionado, se considerarán otras dos ciudades entre las mostradas en la Tabla 1, las cuales deben estar dentro de las ciudades con episodios críticos constatados por $MP_{2.5}$ mostrados en la Figura 3. Las condiciones de calidad del aire y las características habitacionales se obtienen del Censo de 2017. Así, las otras dos ciudades consideradas son Santiago y Temuco.

Esta decisión considera la relación entre la cantidad de departamentos respecto a las viviendas totales, de esta forma y debido a que el proyecto está considerado para ser evaluado en un edificio, se excluye Coyhaique pese a tener las peores condiciones de calidad de aire. Santiago en cambio, posee el mayor valor en este criterio, por lo que es seleccionada.

La concentración de $MP_{2.5}$ se refiere, en este caso, al percentil 98 de datos promedio de concentración diaria, cuya norma chilena impone un máximo de $50 \mu\text{g}/\text{m}^3$ y es cumplida únicamente en la ciudad de origen. Temuco es seleccionada entre las ciudades restantes al poseer el mayor valor de concentración y una razón de departamentos respecto a las viviendas totales superior al resto.

Tabla 1: Selección preliminar de ciudades en las que la aplicación de sistemas conectados a redes de distribución tendría mayor aplicabilidad. Fuente: Elaboración propia a partir de [3], [22] y [23].

Ciudad	Latitud	Concentración MP 2.5 [$\mu\text{g m}^{-3}$]	Porcentaje de Dptos./Viviendas totales
Santiago	-33°27'	84	80%
Chillán	-36°36'	156	5%
Concepción	-36°49'	48	36%
Temuco	-38°45'	203	14%
Valdivia	-39°48'	134	8%
Osorno	-40°34'	186	8%
Pto. Montt	-41°28'	144	6%
Coyhaique	-45°34'	225	2%

En la Tabla 2 se muestran las características de las ciudades a evaluar. Todas pertenecen a zonas térmicas distintas según la clasificación chilena, mientras que según la clasificación climática de Köppen, Santiago y Concepción pertenecen al clima mediterráneo oceánico (Csb), mientras que Temuco corresponde a un clima oceánico templado (Cfb). Adicionalmente, se presentan las temperaturas ambiente promedio y los niveles de radiación solar anuales, los cuales dan una idea de la tendencia que se obtendrá al calcular las potencias de calefacción y al simular el funcionamiento del sistema solar térmico en conjunto con el ORC.

Tabla 2: Características de las ciudades seleccionadas en el estudio. Fuente: Elaboración propia a partir de [24] y [25].

Ciudad	Santiago	Concepción	Temuco
Clasificación climática de Köppen	Csb	Csb	Cfb
Zona térmica chilena	3	4	5
Temperatura media anual [$^{\circ}\text{C}$]	15.2	12.9	11.6
Radiación total anual sobre una superficie horizontal [$\text{kWh/m}^2 \text{ y}$]	1720	1493	1537

2.3 Caracterización de la demanda energética

2.3.1 Selección del edificio de departamentos

El edificio seleccionado pertenece al complejo residencial mostrado en la Figura 14, el cual está ubicado en la comuna de Concepción y fue construido por la inmobiliaria Aitué. La torre forma parte del conjunto habitacional Altos del Valle, que consta de otras dos edificaciones de igual construcción. El edificio posee 4 tipos de departamento (A, B, C y D), a lo largo de 8 pisos con 4 departamentos cada uno. En la Figura 15 se muestra que para que en el primer piso se disponga de dos entradas se reemplaza el departamento tipo D por uno tipo B, el cual posee menor superficie. A

partir de las figuras disponibles en el Anexo B, se desprende que el edificio posee alrededor de 22 metros de altura.

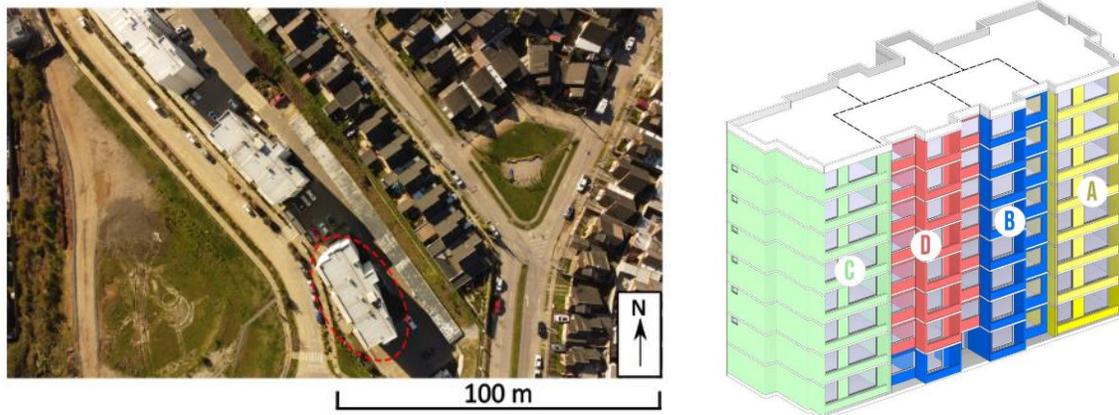


Figura 14: Ubicación geográfica del edificio seleccionado y su vista en plano isométrico. Fuentes: Elaboración propia a partir fotos aéreas personales y [26].



Figura 15: Disposición de los departamentos dentro del edificio para el primer piso (izquierda) y para los pisos 2 a 8 (derecha). Fuente: [26].

La superficie de cada departamento es mostrada en la Tabla 3 [26]. Adicionalmente, se muestra el número de ocupantes máximos correspondientes al diseño de cada departamento, a partir de lo cual se tiene que en todo el edificio debería haber un máximo total de 126 personas. Sin embargo, al realizar una encuesta a sus ocupantes, se obtiene que el número real de habitantes es 64, con un promedio de 2 personas por departamento. El detalle de esta encuesta puede encontrarse en el Anexo C.

Tabla 3: Superficie y ocupación nominal de los distintos departamentos. Fuente: Elaboración propia a partir de [26].

Tipo de Departamento	A	B	C	D
Superficie [m ²]	84.40	38.07	71.50	54.87
N° máximo de ocupantes	6	2	4	4

Las paredes exteriores del edificio, desde afuera hacia adentro, están construidas de una capa de hormigón armado de 180 [mm] de espesor, seguido de una cámara de aire de 30 [mm] y aislado con 30 [mm] de Poligyp (20 [mm] de polietileno expandido de densidad 15 [kg/m³] y 10 [mm] de una placa de yeso cartón).

Las características de los materiales presentes en la construcción se muestran en la Tabla 4. Ellos serán utilizados para obtener los valores de transmitancia térmica U de las paredes y estructuras del edificio según lo enunciado en la norma chilena 853 del 2007 [27] y posteriormente definirán las condiciones de borde a ingresar en el software de cálculo para el sistema de calefacción.

Tabla 4: Propiedades de los materiales presentes en la construcción del edificio. Fuente: Elaboración propia a partir de NCh. 853 [27].

Material	Densidad [kg m^{-3}]	Conductividad térmica [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]	Calor específico [$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
Hormigón armado	2400	1.630	1.050
Aire	1.2	0.024	1.008
Poliestireno expandido	15	0.041	1.210
Placa de yeso-cartón	900	0.240	0.920
Lana de vidrio mineral	20	0.040	0.840
Vidrio	2500	0.780	0.750
Piso flotante	600	0.103	1.255

Los resultados de transmitancia térmica, así como la composición de muros, pisos, techumbres y ventanas del edificio se muestran en la Tabla 5.

Tabla 5: Caracterización de los tipos de muro existentes en la vivienda y su coeficiente global de transferencia de calor. Fuente: Elaboración propia.

Estructura	Caracterización	U [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
Paredes exteriores	<ul style="list-style-type: none"> - Hormigón armado: 180 [mm] - Cámara de aire: 30 [mm] - Poliestireno expandido: 20 [mm] - Placa de yeso cartón: 10 [mm] 	0.53
Paredes Interiores	<ul style="list-style-type: none"> - Tabiquería de acero galvanizado 60 x 38 x 6 x 0.85 [mm] - Doble aislación térmica de lana de vidrio: 60 [mm] - Doble placa de yeso cartón: 15 [mm] 	0.32
Techumbre	<ul style="list-style-type: none"> - Tabiquería de acero galvanizado y aislación térmica de lana de vidrio: 100 [mm] - Placa metálica: 1 [mm] 	0.39
Ventanas	<ul style="list-style-type: none"> - Termopanel de cristal bifacial de 4 [mm] y cámara de aire de 8 [mm] 	2.91
Pisos	<ul style="list-style-type: none"> - Loza de hormigón armado: 150 [mm] - Poliestireno expandido: 20 [mm] - Piso flotante: 8 [mm] 	1.53

La Tabla 6 muestra los coeficientes superficiales de transferencia de calor para paredes verticales u horizontales, dependiendo si son exteriores o interiores y según las características del flujo de calor que pasa por ellas, según la definición disponible en la NCh. 853.

Tabla 6: Coeficientes de transferencia de calor superficiales según la NCh. 853. Fuente: Adaptado de [27] y [28].

Superficie	h_s [$W m^{-2} K^{-1}$]
Paredes verticales interiores (convección natural)	8.3
Paredes verticales exteriores (convección forzada)	20
Pared horizontal interior con flujo de calor ascendente	11.1
Pared horizontal interior con flujo de calor descendente	5.9
Pared horizontal exterior	20

Para contrastar los valores de transmitancia térmica obtenidos a partir de la norma chilena, la Tabla 7 muestra los valores máximos sugeridos por la ordenanza general de urbanismo y construcción (artículo 4.1.10) para cada zona térmica a evaluar. Las paredes exteriores del edificio cumplen con la normativa nacional en todas las zonas, no siendo el caso de las techumbres, cuyos valores mínimos se sobrepasan para Concepción y Temuco.

Tabla 7: Comparación de las transmitancias térmicas del edificio (U [$W m^{-2} K^{-1}$]). Fuente: Elaboración propia.

Estructura	Caso Base	4.1.10 ZT3	4.1.10 ZT4	4.1.10 ZT5	Passivhaus
Paredes Exteriores	0.53	1.90	1.70	1.60	0.15
Paredes Interiores	0.32	No inform.	No inform.	No inform.	No inform.
Techumbres	0.39	0.47	0.38	0.33	0.15
Ventanas	2.91	No inform.	No inform.	No inform.	0.85
Pisos	1.53	No inform.	No inform.	No inform.	0.15

Un estándar de mayor exigencia es el propuesto por la normativa de Passivhaus que requiere de gran calidad de aislamiento térmico, carencia de puentes térmicos y ventanas de alta calidad para llegar a consumos específicos de calefacción cercanos a los 15 [$kWh m^{-2} y^{-1}$]. La investigación de Dumont se basó en el diseño de Passivhaus para disminuir el consumo de calefacción, por lo que utilizó valores de transmitancia iguales o menores a los sugeridos por dicha normativa. En la Tabla 8 se muestran las transmitancias térmicas utilizadas en otros estudios, las primeras dos corresponden a la simulación de edificios bajo el estándar de Passivhaus, mientras que el estudio de Málaga utilizó transmitancias convencionales similares a las presentes en el caso base desarrollado en este estudio.

Tabla 8: Transmitancias térmicas (U [$W m^{-2} K^{-1}$]) de otros estudios relacionados con la simulación anual de calefacción en edificios. Fuente: Elaboración propia.

Estructura	Newcastle (UK)	Dumont	U. Málaga
Clasificación Köppen	Cfb	Cfb	Csa
Paredes Exteriores	0.12	0.15	0.54
Paredes Interiores	No inform.	No inform.	No inform.
Techumbres	0.15	0.09	0.84
Ventanas	0.78	0.63	5.70
Pisos	0.10	0.08	No inform.

2.3.2 Demanda de calefacción

La demanda de calefacción se determina con el software TRNSYS 16 [29]. Se definen 40 zonas térmicas, asignando una a cada departamento, mientras que las áreas comunes, como pasillos, habitaciones de servicio o escaleras, serán consideradas dentro de una zona térmica por piso. El edificio dispone de 11 tipos de ventanas diferentes, las cuales fueron simplificadas según lo indicado en la Figura 16. La conexión entre las zonas se da a través de las zonas adyacentes.

La Figura 16 muestra una simplificación de las distintas zonas para el primer piso y los niveles superiores. Además, se muestran las superficies asociadas a las paredes internas y externas, la superficie y el volumen de las zonas y el área de los ventanales en cada una de las paredes exteriores. Es importante notar que al ser una simplificación de los planos mostrados en la Figura 15, el área de las paredes exteriores comprende todas las caras que enfrentan dicha dirección, por ello la cara sureste de C1 y noroeste de A1 no tienen la misma superficie.

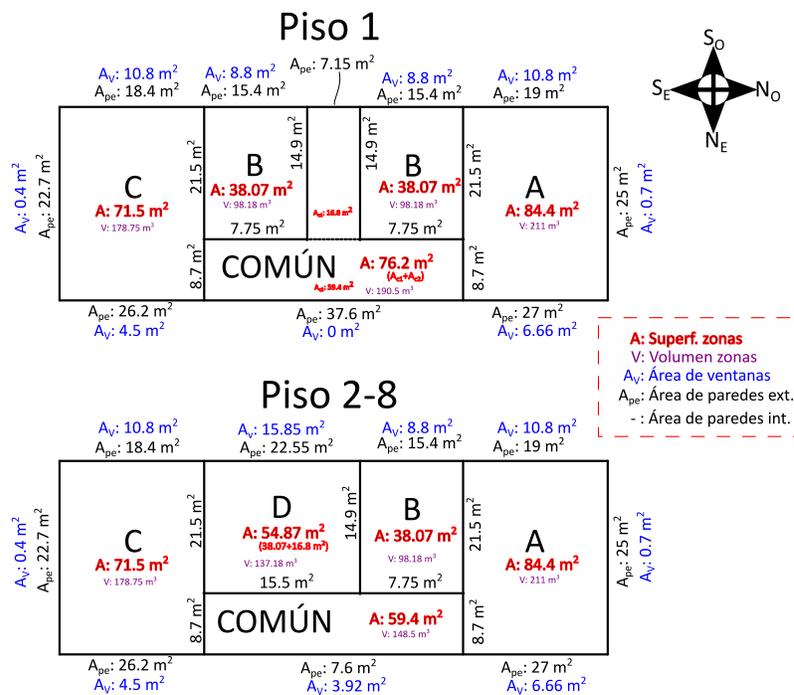


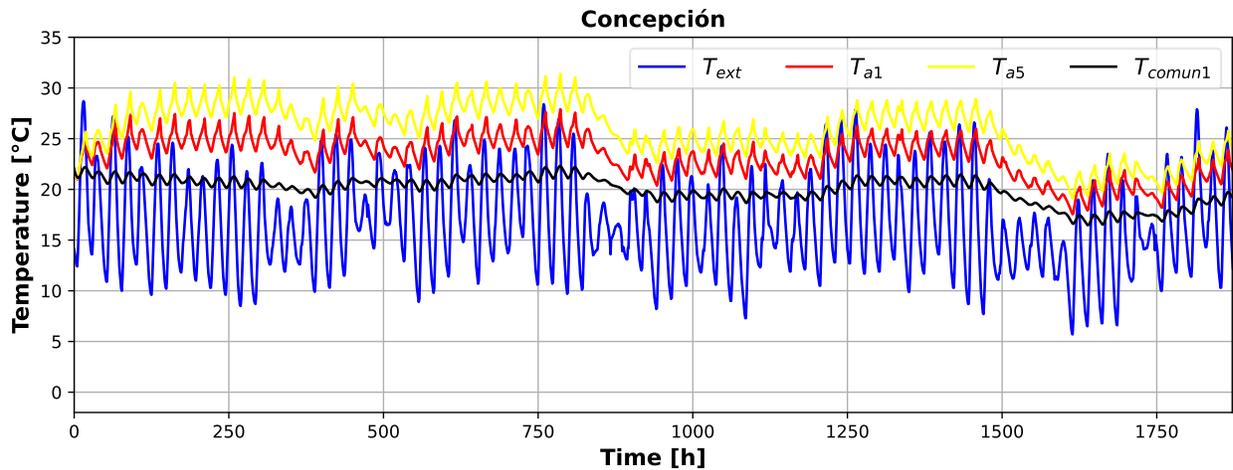
Figura 16: Simplificación de las zonas térmicas a evaluar en TRNSYS 16. Fuente: Elaboración propia.

Para analizar el caso más desfavorable, se utiliza como unidad terminal del sistema de calefacción un radiador, el cual funcionará según los horarios mostrados en la Tabla 9 únicamente para los departamentos (las zonas comunes no serán calefaccionadas). Adicionalmente se considera una tasa de renovación de aire de 1 renovación por hora en todas las zonas.

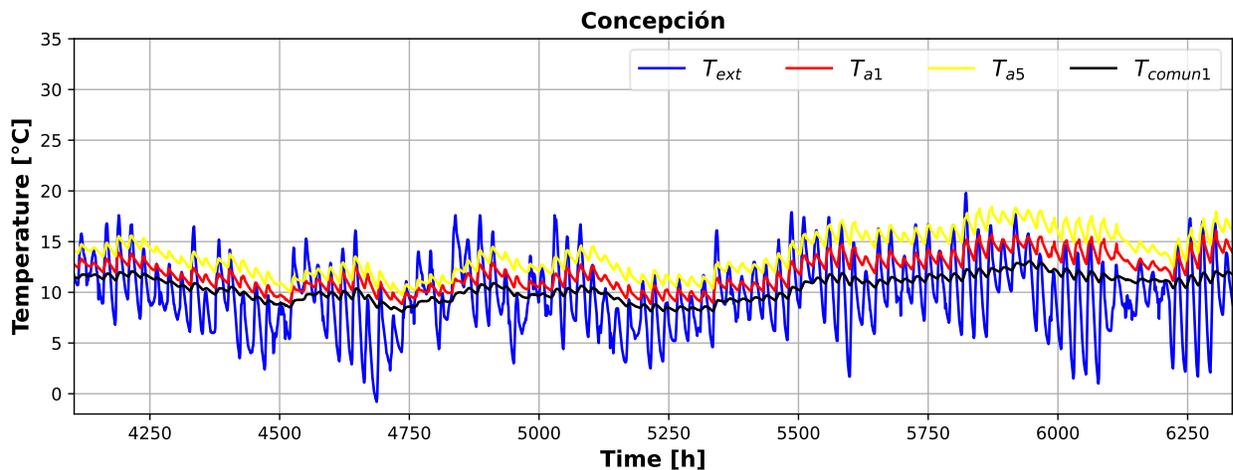
Tabla 9: Horarios definidos para el confort térmico de las zonas calefaccionadas. Fuente: Elaboración propia.

Periodo	Temperatura de Confort [°C]
07:00 – 24:00	22
00:00 – 06:59	19

La Figura 17 compara la variación de la temperatura exterior con las de departamentos de los niveles 1 y 5 y de una zona común durante dos periodos de tiempo diferentes en la ciudad de Concepción, sin considerar un sistema de calefacción. Se aprecia el efecto de las capacitancias térmicas, las cuales amortiguan las fluctuaciones de las temperaturas interiores al compararlas con las exteriores. Los pisos de niveles superiores mantienen temperaturas mayores al resto, tanto en verano como en invierno, lo cual incidiría en menores consumos de calefacción en el periodo de invierno y en mayores tasas de renovación de aire en verano. El comportamiento térmico para Santiago y Temuco es similar y sus resultados se presentan en el Anexo C.



(a)



(b)

Figura 17: Comportamiento de las temperaturas sin activar el sistema de calefacción en tres zonas térmicas comparadas con la temperatura exterior en Concepción (a) entre el 1 de enero y el 16 de marzo y (b) entre el 25 de junio y el 18 de septiembre.

A continuación, se muestran los resultados de la simulación para las tres ciudades asumiendo que la calefacción permanece encendida los 365 días del año. Se considera todo el año para identificar los tramos en los que la demanda es significativa. La Figura 18 muestra la variación de las temperaturas entre una zona calefaccionada (rojo), una sin calefacción (negro) y la temperatura exterior (azul) entre el 27 de mayo y el 7 de julio.

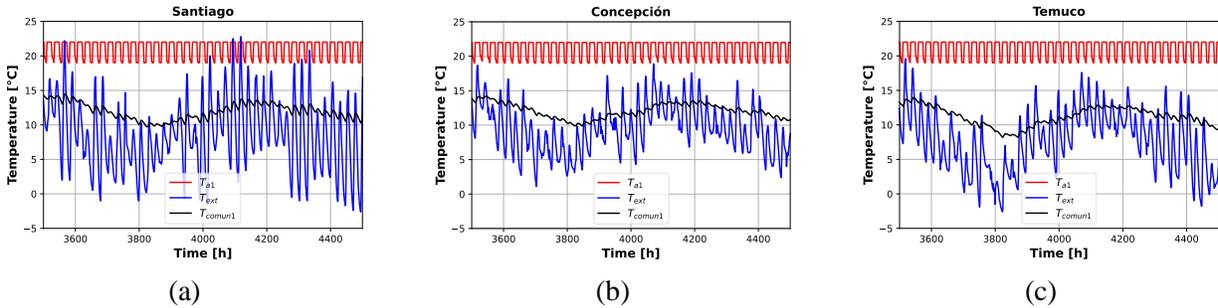


Figura 18: Temperaturas de una zona calefaccionada (rojo), una sin calefacción (negro) y la temperatura exterior (azul) entre el 27 de mayo y el 7 de julio para (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 19 muestra la potencia del sistema de calefacción para las tres ciudades durante todo el año, considerando las condiciones de confort térmico definidas en la Tabla 9. Al compararlas, se observa que todas alcanzan su máximo en julio, en Santiago el perfil abarca un menor periodo de tiempo, iniciando y terminando de forma abrupta en abril y octubre respectivamente. En cambio, en Concepción y Temuco se tiene una variación gradual, que empieza en marzo y termina en noviembre, de forma que el nivel de carga al que estaría sometido el sistema de calefacción (en caso de ser uno solo) sería parcial durante la mayor parte del año.

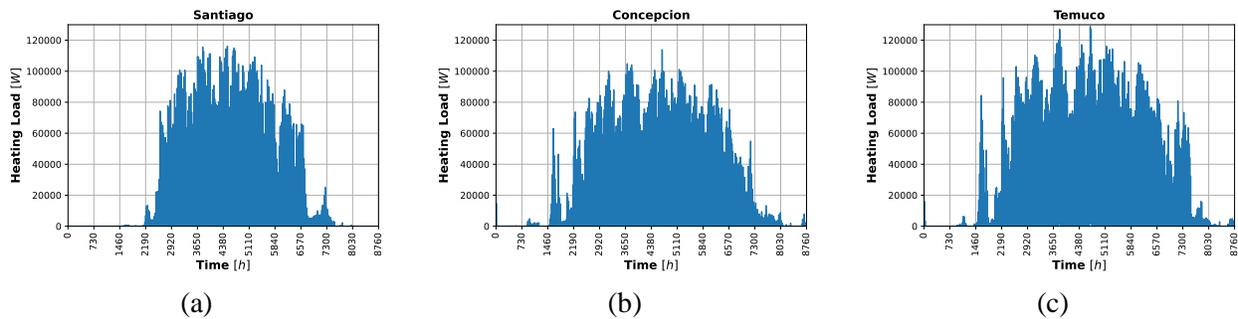
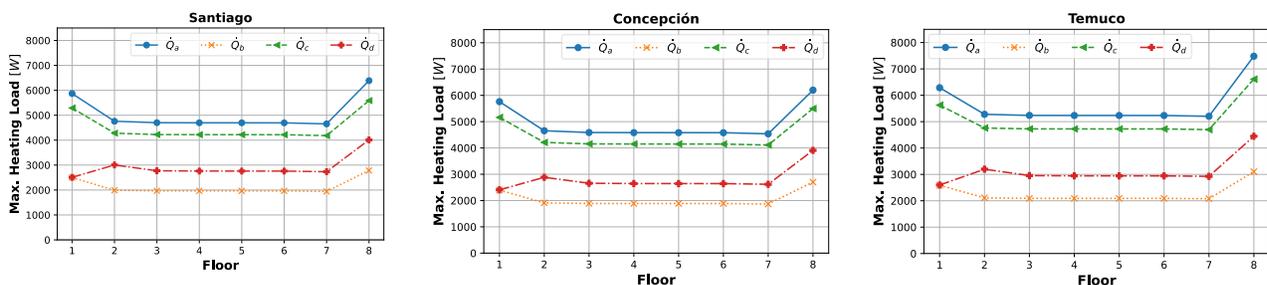


Figura 19: Demanda anual de potencia de calefacción para (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 20 y la Figura 21 comparan respectivamente la potencia de calefacción máxima y la demanda específica anual de calefacción para los diferentes pisos del edificio¹. Al analizar la Figura 20 se tiene que los pisos de mayores requerimientos son aquellos de mayor contacto con el exterior (suelo y aire ambiente). Al comparar los resultados de ambas figuras, los octavos pisos presentan potencias máximas mayores a los primeros pisos; sin embargo, al evaluar la energía anual, la mayor demanda se registra en el primer piso.



¹ Las curvas de los departamentos del tipo B y D se juntan en el primer nivel debido a que en ese piso hay dos departamentos tipo B. Así D1 en realidad corresponde a B1 de la izquierda.

(a) (b) (c)

Figura 20: Potencia máxima de calefacción en cada departamento en (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.

Para comparar los resultados obtenidos con los de otros autores, se calcula la demanda específica anual de calefacción por metro cuadrado. En la Figura 21 se observa que para todas las ciudades en los pisos del primer nivel la energía necesaria es mayor. Al pasar al segundo piso la energía específica disminuye drásticamente y entre los pisos 3 y 7 se aprecia una leve disminución. El último piso posee una mayor demanda debido a que tiene un mayor contacto con el aire ambiente. La tendencia muestra que al disminuir la latitud de las ciudades evaluadas, la energía específica requerida aumenta.

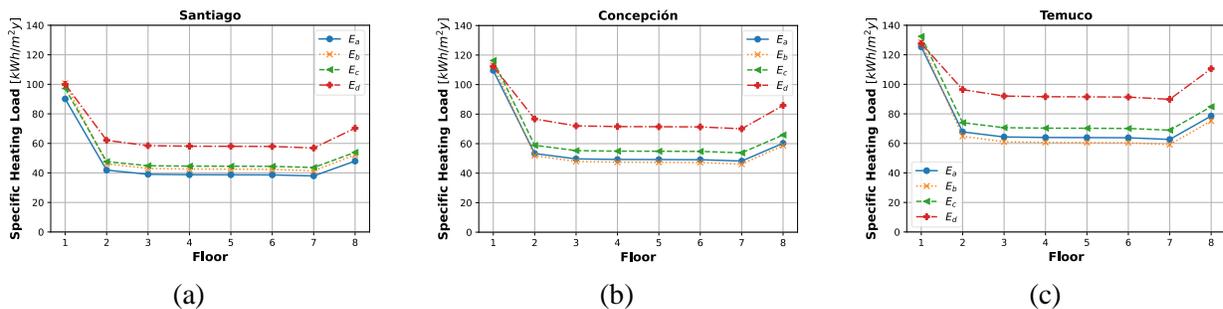


Figura 21: Energía específica anual de calefacción para cada departamento del edificio en (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 10 resume la información de las figuras anteriores. Concepción, al tener niveles de temperatura más estables a lo largo del año, posee el menor nivel de potencia máxima. Santiago por su parte, al tener una franja de funcionamiento más corta, requiere menos energía para satisfacer las condiciones de confort, y en consecuencia, tiene la menor de las potencias específicas. Sin embargo, en todos los casos se está lejos del consumo específico recomendado por Passivhaus, el cual comprende entre 15 y 20 $[\text{kWh m}^{-2} \text{y}^{-1}]$.

Tabla 10: Resultados de la demanda de calefacción para las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.

Ítem	Santiago	Concepción	Temuco
Clasificación Köppen	Csb	Csb	Cfb
Potencia máxima de calefacción [kW]	116.2	113.9	129
Demanda anual de calefacción [kWh]	97 907	116 698	146 176
Energía específica anual promedio $[\text{kWh m}^{-2} \text{y}^{-1}]$	49.6	59.1	74.1
Intervalos de energía específica $[\text{kWh m}^{-2} \text{y}^{-1}]$	40 - 100	50 - 110	60 - 130

Al comparar con los autores cuyas transmitancias térmicas fueron mostradas en la Tabla 8, se observa que los primeros dos casos tienen el mismo tipo de clima que Temuco. El caso de mayor semejanza es el de Liang, dado que reacondicionó una vivienda antigua añadiendo aislante térmico hasta alcanzar el estándar de Passivhaus. A pesar de obtener una reducción del 33% de la demanda original, su energía específica alcanza hasta los 125.2 $[\text{kWh m}^{-2} \text{y}^{-1}]$.

Tabla 11: Energías específicas de calefacción en las investigaciones de la Tabla 8. Fuente: Elaboración propia.

Estudio	Ciudad	Clasif. Koppen	Energía específica [kWh m ⁻² y ⁻¹]	Temp. de confort [°C]
Liang	Newcastle	Cfb	162.6 – 125.2	20
Dumont	Frankfurt, Copenhague	Cfb	7.1 - 29.5	20
U. Málaga	Málaga	Csa	70	20

En vista de lo anterior, se propone aplicar las mejoras mostradas en la Tabla 12 para la envolvente térmica del edificio, las cuales se basan en el estándar de Passivhaus y en las investigaciones relativas al reacondicionamiento de edificios existentes de Liang [30].

Tabla 12: Resumen de mejoras propuestas para el reacondicionamiento. Fuente: Elaboración propia.

Ítem	Paredes exteriores	Techumbre	Pisos	Ventanas
Mejora propuesta	200 [mm] de Poliestireno expandido	200 [mm] de Lana de Vidrio	250 [mm] de corcho	Cambio a termopanel de argón 4-8-4-8-4
Antigua transmitancia [W m ⁻² K ⁻¹]	0.53	0.39	1.53	2.91
Nueva transmitancia [W m ⁻² K ⁻¹]	0.15	0.15	0.14	0.58

Adicionalmente, se define un periodo de funcionamiento más acotado para el sistema de calefacción, desde el primero de abril hasta el último día de octubre para las tres ciudades. De esta forma, la reducción de consumo en cada caso se muestra en la Tabla 13.

Tabla 13: Reducción obtenida al aplicar un mejoramiento de la envolvente térmica y definición del periodo de calefacción. Fuente: Elaboración propia.

Ítem	Santiago	Concepción	Temuco
Potencia máxima de calefacción [kW]	83.42	79.86	92.11
Variación en potencia máxima	- 28 %	- 30 %	- 29 %
Demanda anual de calefacción [kWh]	79 714	95 457	116 201
Variación en demanda anual	- 19%	- 18%	- 21%
Energía específica anual promedio [kWh m ⁻² y ⁻¹]	40.38	48.4	58.87
Variación en energía específica anual	- 19%	- 18%	- 21%

La Figura 22 muestra el perfil de demanda de calefacción para las tres ciudades en la misma escala que aquella mostrada en la Figura 19. Se observa que en todas las ciudades existen grandes reducciones de los valores máximos de potencia de calefacción.

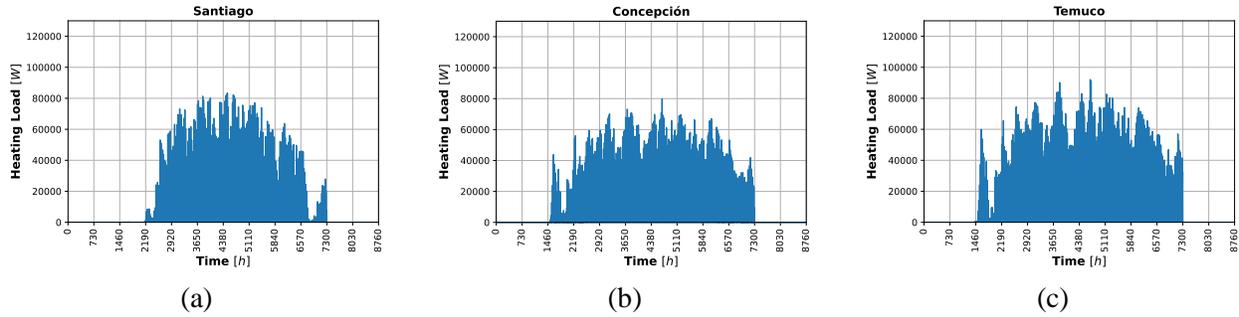


Figura 22: Demanda anual de potencia de calefacción después del mejoramiento de la envolvente y la definición del periodo de calefacción para (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.

La demanda de energía específica en cada tipo de departamento se muestra en la Figura 24. A diferencia del comportamiento de la Figura 21, la energía requerida depende en mayor medida del tipo de departamento evaluado y en consecuencia de la orientación de cada uno de ellos. Al variar los pisos la energía específica se mantiene relativamente constante, existiendo una leve diferencia entre los pisos extremos (primero y último) y los intermedios. A pesar de que existe una notoria disminución en la magnitud de la energía requerida, aún está lejos de lo requerido por una vivienda del tipo *Passivhaus*. Esto puede deberse a que la normativa no sólo contempla el mejoramiento de la envolvente, sino que también un correcto diseño en la orientación del edificio para el aprovechamiento de las ganancias solares, que en el caso del edificio estudiado, parece ser lo que provoca la diferencia de consumo específico entre los distintos tipos de departamento.

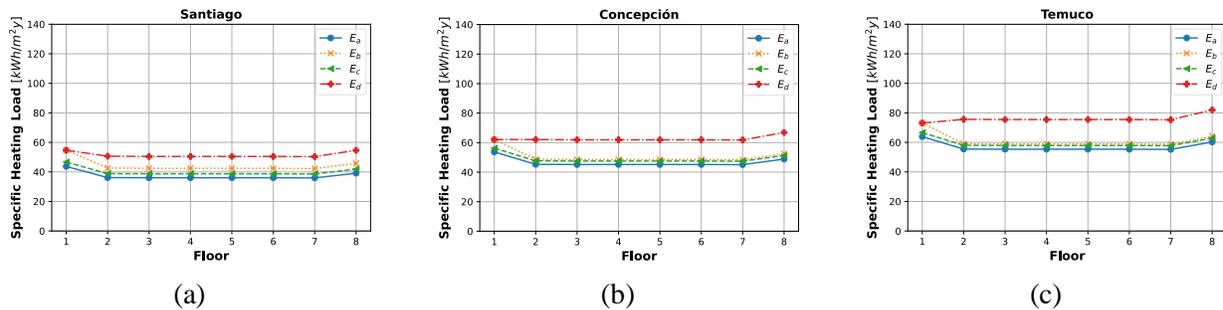


Figura 23: Energía específica anual de calefacción en cada departamento después del mejoramiento de la envolvente y la definición del periodo de calefacción en (a) Santiago, (b) Concepción y (c) Temuco. Fuente: Elaboración propia.

2.3.3 Demanda de agua caliente sanitaria

2.3.3.1 Magnitud de consumo diaria por persona (V_{DHW})

Existen pocas investigaciones que caractericen la demanda de agua caliente sanitaria en Chile y Sudamérica, entre ellas se encuentran guías de diseño como la publicada por la CDT en 2010 [31], la cual muestra tanto un perfil como un consumo diario de ACS. Investigadores de la Universidad del Biobío [32] monitorearon el consumo anual de un edificio residencial de departamentos durante tres años para complementar los datos de la caracterización energética de las viviendas en Chile, la cual entregaba un valor de consumo diario de 17.1 [L/ per. /día] excluyendo duchas. Sus resultados indican un consumo de ACS en duchas de 24 [L/per. /día] en caso de tomar duchas de 4 minutos, obteniéndose un total de 41.1 [L/per. /día] en ese caso. Si se quisiera considerar que la duración promedio de las duchas es de 5.5 minutos se puede extrapolar el resultado de Pérez-Fargallo como se muestra en la Tabla 14.

Tabla 14: Niveles de consumo residencial diario de ACS por persona según distintos autores. Fuente: Elaboración propia.

Fuente	Consumo de ACS diario por persona [L per. ⁻¹ día ⁻¹]	Temperatura de referencia [°C]
CDT	40	45
Pérez-Fargallo (ducha de 4 min.)	41.1	45
Pérez-Fargallo (ducha de 5.5 min.)	50.1	45
Ahmed	47	55
UNE 94002:2005	40	45
Código técnico español	30	60

Para obtener un valor más cercano al consumo del edificio estudiado, se realiza una estimación de la demanda de ACS a partir de las mediciones de consumo de gas natural por departamento disponibles en el Anexo C. En este caso, se tiene que el GN se utiliza únicamente para el calentamiento de agua, siendo las cocinas y hornos del tipo eléctricos (vienen preinstaladas). El método de calentamiento es instantáneo a través de calefones marca Rheem, cuya certificación SEC indica una eficiencia del 91.4% al calentar el agua de la red hasta los 45°C. Así, considerando un poder calorífico del GN de 33890[kJ m⁻³], una temperatura promedio del agua de la red de 13.9 °C durante el mes de diciembre en Concepción, se puede obtener tanto el consumo de energía para la producción de ACS durante 28 días según lo indicado en la ecuación (3) como el volumen diario de ACS consumido por persona según la ecuación (4).

$$E_{DHW} \left[\frac{kWh}{28 \text{ días}} \right] = PCI \left[\frac{kJ}{m^3} \right] \left[\frac{1kWh}{3600 \text{ kJ}} \right] \cdot V_{med} \left[\frac{m^3}{28 \text{ días}} \right] \cdot \eta_{calef} \quad (3)$$

Para determinar el consumo diario por persona de ACS se realizó una encuesta de la ocupación habitacional en cada departamento, cuyos resultados se encuentran en el Anexo C. Luego, se obtuvieron los consumos mostrados en la Figura 24, en donde además de los valores puntuales, se muestran el promedio y el intervalo de confianza de ± 1 desviación estándar.

$$V_{DHW} \left[\frac{L}{per. \text{ dia}} \right] = \frac{E_{DHW} \left[\frac{kWh}{28 \text{ días}} \right] \cdot \left[\frac{1 \text{ kJ}}{3600 \text{ kWh}} \right]}{N_{per} [per.] \rho_w \left[\frac{kg}{L} \right] c_w \left[\frac{kJ}{kg^\circ C} \right] \cdot (T_{cons} - T_{red}) [^\circ C]} \quad (4)$$

Particularmente, aquellos valores que indican un consumo nulo se deben, en un primer caso, a que el departamento no se encontraba habitado, y en un segundo caso, a que su ocupación se destina a una oficina empresarial. En consecuencia, en esos departamentos no existe consumo de ACS. De esta forma, se obtuvo un consumo promedio de 29.5, con una desviación estándar de ± 16.4 [L per⁻¹ día⁻¹].

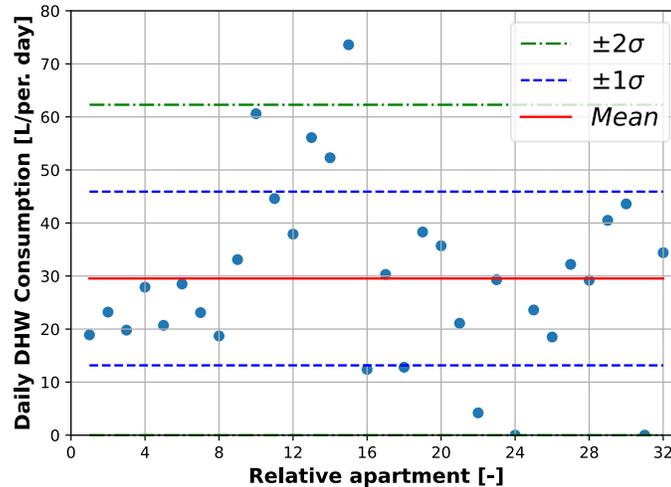


Figura 24: Registro del consumo de ACS diario por persona en cada departamento. Fuente: Elaboración propia.

2.3.3.2 Perfil de consumo horario

Hasta la publicación de esta memoria no se ha podido identificar un perfil horario representativo de la cultura chilena o sudamericana en base a estudios empíricos. Únicamente se han encontrado sugerencias dadas por los manuales de diseño como el propuesto por la CDT [31]. Por ello, este estudio se realizará en base a un perfil europeo determinado empíricamente por Ahmed [33], que vislumbró diferencias entre el comportamiento de los habitantes durante los días laborales (de semana) y los fines de semana. Para ello, Ahmed monitoreó el comportamiento de distintos grupos de personas que habitaban departamentos finlandeses a lo largo de un año. Sus resultados indican que para días de semana existen dos horarios en los que la demanda es máxima, durante la mañana (07:00 a 9:00 horas) y la tarde (20:00 a 22:00 horas), siendo el primero ligeramente superior al segundo. Dichos aumentos se deben principalmente a duchas previas y posteriores a las actividades laborales de los ocupantes. En los fines de semana en cambio, el primer *peak* se retrasa entre dos y tres horas, sumándose a los consumos de menor nivel presentes en esos intervalos de tiempo como se ve en la Figura 25, que muestra la comparación entre ambos perfiles de ACS respecto a la demanda total diaria. El Anexo D muestra la comparación entre el perfil obtenido por los investigadores finlandeses con el sugerido por la CDT, se logra ver una gran similitud principalmente en los horarios en los que se dan las mayores demandas. Por ello se utilizará el perfil de la Figura 25 para la simulación, considerando la diferencia entre los días de semana y fines de semana.



Figura 25: Perfil horario de ACS. Fuente: Elaboración propia a partir de los datos de Ahmed [33].

2.3.3.3 Consumo energético anual de ACS

A partir del perfil de consumo horario, el consumo diario por persona y el número de habitantes del edificio se puede obtener la demanda de energía térmica necesaria para calentar el agua desde la temperatura de la red hasta la de consumo según lo mostrado en la ecuación (5), sin considerar pérdidas al ambiente en el calentamiento. En la presente memoria se utilizarán los valores de consumo reales documentados experimentalmente, por lo tanto, la temperatura de referencia (almacenamiento) será de 55 [°C] y el consumo diario por persona de ACS de 29.5 [L per.⁻¹ día⁻¹]. Los valores promedio de temperatura de la red se obtienen de la guía de diseño de la CDT y son mostrados en la Figura 26 para las tres ciudades.

$$\dot{Q}_{DHW} = \dot{M}_{w,DHW} \cdot c_{p,w} \cdot (T_{ref,DHW} - T_{w,red}) \quad (5)$$

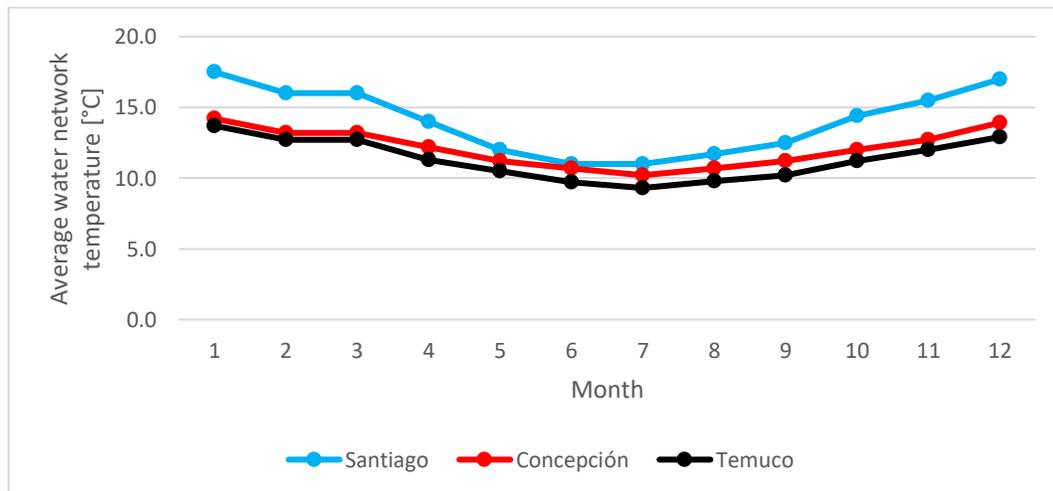


Figura 26: Temperaturas promedio de la red en Santiago, Concepción y Temuco. Fuente: Elaboración propia a partir de los datos de [31].

Los resultados de potencia máxima y consumo anual se muestran en la Tabla 15, en ella se muestran los dos factores de mayor importancia en cuanto al consumo energético anual, es decir el número de

habitantes del edificio y el consumo diario de ACS. Se dejan como constantes la temperatura de almacenamiento y de la red, y para el primer caso se utiliza la cantidad máxima de personas en el edificio (126) y la estimación de Pérez-Fargallo con duchas de 5.5 minutos. En el segundo caso se utilizan la cantidad real de habitantes y de consumo diario por persona en base a la encuesta.

Tabla 15: Comparación entre la potencia máxima y consumo energético anual necesarios para satisfacer la demanda de ACS al utilizar diferentes condiciones. Fuente: Elaboración propia.

N_{per}	V_{DHW} [L per. ⁻¹ día ⁻¹].	Ítem	Santiago	Concepción	Temuco
126	50	Potencia máxima requerida [kW]	38.7	39.4	40.1
		Consumo energético anual [kWh]	109 441	114 599	116 695
		Energía específica anual de ACS [kWh m ⁻² y ⁻¹]	55.4	58.0	59.1
64	30	Potencia máxima requerida [kW]	11.8	12.0	12.2
		Consumo energético anual [kWh]	33 354	34 925	35 564
		Energía específica anual de ACS [kWh m ⁻² y ⁻¹]	16.9	17.7	18.0

2.3.4 Demanda de electricidad

2.3.4.1 Magnitud de consumo por persona

La magnitud del consumo corresponderá al valor que se obtendrá al integrar el consumo horario en el intervalo de tiempo dado. Los perfiles de consumo residenciales se componen de bloques cuya base consiste en la potencia reactiva (*Stand by*) de los electrodomésticos y equipos de refrigeración que están constantemente encendidos. El resto de los consumos depende del comportamiento de los ocupantes. La Tabla 16, obtenida desde la caracterización energética de las viviendas [1], muestra un desglose del consumo anual en una vivienda de 4 personas para las zonas térmicas que incluyen Santiago, Concepción y Temuco. En un año, dicha vivienda consume 2008 [kWh], en ese caso si se considera que cada persona tiene una contribución igual a dicho valor, el consumo anual por persona según la CDT corresponde a 502 [kWh per.⁻¹ y⁻¹] o también 38.5 [kWh per.⁻¹ 28 días⁻¹] si se quiere comparar con las mediciones realizadas en este estudio (véase Figura 27).

Tabla 16: Consumo eléctrico anual para una vivienda habitada por 4 personas en las zonas térmicas 3, 4 y 5. Fuente: [1].

Ítem	Consumo Eléctrico [kWh/vivienda/año]
Reactiva (<i>Stand by</i>)	197
Refrigeración	458
Iluminación	361
Aspiradora	108
TV, Computadores, Juegos	411
Secado de ropa	144
Cocina, lavado de loza y hornos	27
Lavado de ropa	34
Microondas	21
Hervidor	86
Aire acondicionado	24
Plancha	40
Otros	97
Total	2008

Del mismo modo que para el ACS, los consumos eléctricos de cada departamento fueron registrados durante 28 días. A partir de esos resultados y la cantidad real de habitantes (ambas mediciones disponibles en el Anexo C), se puede obtener la dispersión mostrada en la Figura 27. En ella se muestran el valor promedio (47.6 [kWh per.⁻¹ 28 días⁻¹]) y el intervalo de 1 desviación estándar (entre 20.5 y 74.6 [kWh per.⁻¹ 28 días⁻¹]). Al compararlo con el consumo propuesto por la CDT para el mismo periodo de tiempo, se observa que el consumo real promedio es ligeramente superior. Adicionalmente, solo 5 datos se encuentran fuera del intervalo del 68.2% de confianza ($\pm 1\sigma$), mientras que al considerar un 95.4% de confianza ($\pm 2\sigma$) existirán solo 2 valores atípicos.

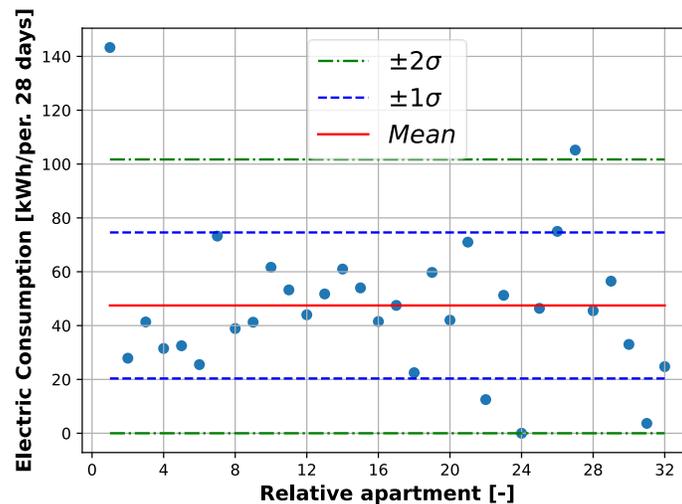


Figura 27: Registro del consumo eléctrico de cada departamento en un periodo de 28 días entre el 28.11.2022 y el 26.12.2022. Fuente: Elaboración propia.

En base a las boletas pagadas por el complejo residencial, disponibles en el Anexo G (en este caso se evalúa una de las tres torres en el complejo), y considerando que el comportamiento durante el periodo de medición es similar al que se tomaría en el mes de diciembre del año anterior, se obtiene el perfil de consumo eléctrico mensual mostrado en la Figura 28. En ella aparecen destacados en rojo y en azul los valores máximos y mínimos dentro del año, los cuales corresponden a febrero (3833 kWh) y junio (2772 kWh) respectivamente.

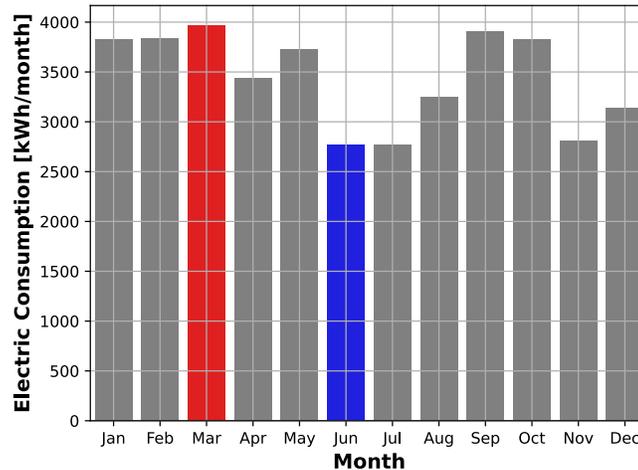


Figura 28: Consumos eléctricos del edificio obtenidos a partir de las mediciones y su variación según el mes del año. Fuente: Mediciones empíricas y boletas mensuales del complejo residencial en el Anexo G (Figura 68).

2.3.4.2 Perfil de consumo horario

El perfil de consumo horario muestra el consumo eléctrico a lo largo del día. Dicha distribución puede variar dependiendo del uso que se le dé al recinto, ya sea comercial, de oficinas, hospitalario o domiciliario. La definición clara de un perfil horario eléctrico es difícil debido a que el comportamiento de los habitantes puede variar mucho según sus hábitos y costumbres; sin embargo, la forma tiende a converger al analizar grandes volúmenes de datos. Esto ha sido posible gracias a la implementación de medidores inteligentes. Según Rojas [34] los perfiles de demanda residencial alcanzan su máximo entre las 18:00 y las 22:00 horas, mientras que su mínimo se da en las horas de la madrugada. Por otra parte, Moreno [35] estudió el efecto de las recientes cuarentenas sanitarias sobre la demanda de clientes residenciales en distintas comunas de Santiago, encontrando un perfil similar al propuesto por Moreno tanto antes como después de las restricciones de movilidad. La Figura 29 muestra un perfil de consumo eléctrico horario similar al obtenido por los investigadores antes mencionados para comunas de la región Metropolitana.

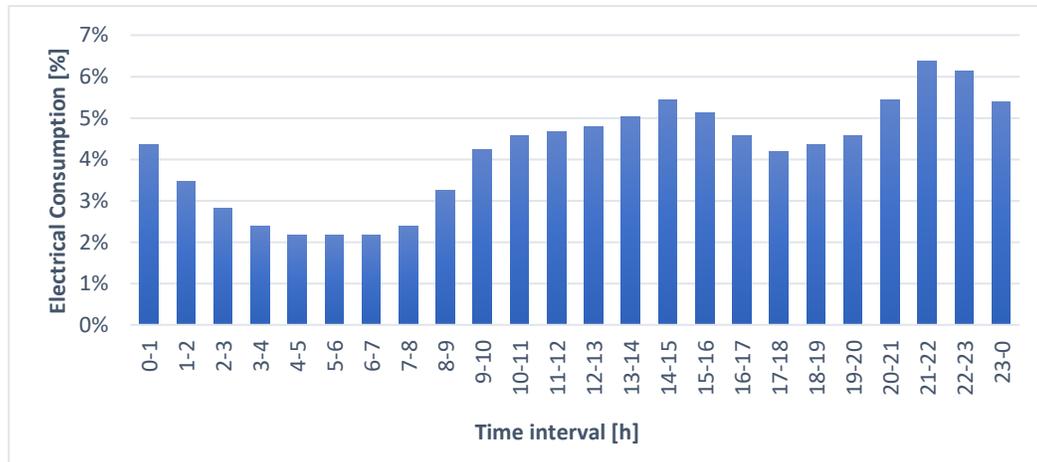


Figura 29: Consumo horario de electricidad en hogares chilenos. Fuente: Elaboración propia a partir de los datos de Rojas [29] y Moreno [30].

La distribución del perfil cobra relevancia al querer satisfacer la demanda eléctrica instantánea mediante algún tipo de generación. En sistemas cuya fuente energética sea solar, su mayor producción se alcanza en las horas cercanas al medio día solar, disminuyendo al acercarse al alba y al ocaso hasta alcanzar valores nulos en la noche. Dicho comportamiento se diferencia del mostrado en la Figura 29, por lo que, en caso de no tener un sistema de almacenamiento energético, no se podrán satisfacer las demandas nocturnas. En este estudio no se considerará ningún tipo de almacenamiento eléctrico, ya que el sistema se enfocará en las demandas térmicas.

2.3.4.3 Consumo energético anual de electricidad

De la misma forma que para la demanda de ACS, a partir del número de personas del edificio y el consumo energético anual por persona, se pueden obtener los consumos eléctricos anuales del edificio, mostrados en la Tabla 17. En este caso, los resultados experimentales de consumo por persona son ligeramente superiores a los encontrados en la revisión bibliográfica, pero al considerar un mayor número de personas, el consumo eléctrico anual es mayor. En los siguientes capítulos se utilizarán los resultados obtenidos en el análisis empírico.

Tabla 17: Consumo eléctrico en cada departamento y en el edificio. Fuente: Elaboración propia.

N_{per}	Consumo anual por persona [kWh per. ⁻¹ y ⁻¹]	Ítem	
		126	502
		Energía específica anual [kWh m ⁻² y ⁻¹]	32
64	645	Consumo eléctrico anual [kWh]	41266
		Energía específica anual [kWh m ⁻² y ⁻¹]	21

2.4 Diseño del sistema reversible y sistema de control

La Figura 30 muestra el diseño del sistema reversible y la conexión entre sus componentes. Se observa la representación del conjunto de colectores solares, 5 intercambiadores de calor, el

compresor-expansor, una válvula de expansión y un estanque de almacenamiento de agua caliente. Adicionalmente existen equipos auxiliares como bombas de circulación, válvulas de tres vías y un ventilador en uno de los intercambiadores de calor. El color de las líneas representa el fluido que pasa a través de ellas. Para evitar el congelamiento en el circuito solar se utiliza una mezcla de agua con anticongelante, en inglés *glycol-water mixture* (línea azul en la Figura 30).

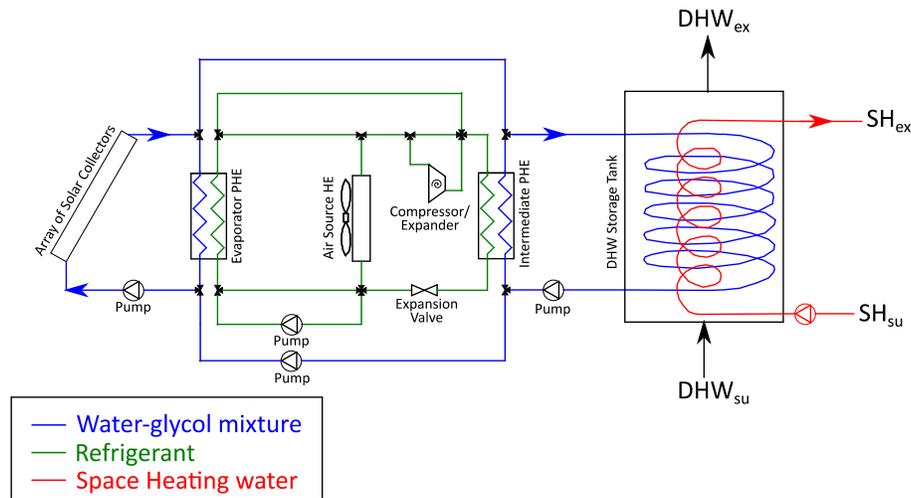


Figura 30: Diseño del sistema reversible. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 31 muestra la lógica en la que se basa el sistema de control, considera 3 posibles modos de funcionamiento sin considerar el modo de espera (*Standby*). En el Anexo E se encuentra una descripción gráfica del sistema para cada modo de funcionamiento. En primer lugar, se debe plantear la pregunta de si la demanda de calor puede ser cubierta por el estanque de almacenamiento. En caso de no ser así, se plantea si es que los flujos de calor que pueden proporcionar los colectores son mayores a la suma de los flujos calor para ACS y calefacción para utilizar el modo de calefacción solar directa (*Direct Solar Heating*). Por otro lado, cuando el flujo de calor disponible en los colectores sea menor al requerido, se extraerá calor del aire usando una bomba de calor (*Air Source Heat Pump*).

Siguiendo el esquema de la Figura 31, existirán 2 modos de funcionamiento posibles cuando el estanque sea capaz de satisfacer la demanda térmica por sí solo. Cuando la temperatura a la salida de los colectores sea mayor a 75°C se utilizará el ORC para generar energía eléctrica. En caso contrario el sistema quedará en espera. En la parte inferior de la Figura 31 se agrupan los distintos modos según su consumo o producción eléctrica, siendo el modo ASHP el de mayor consumo.

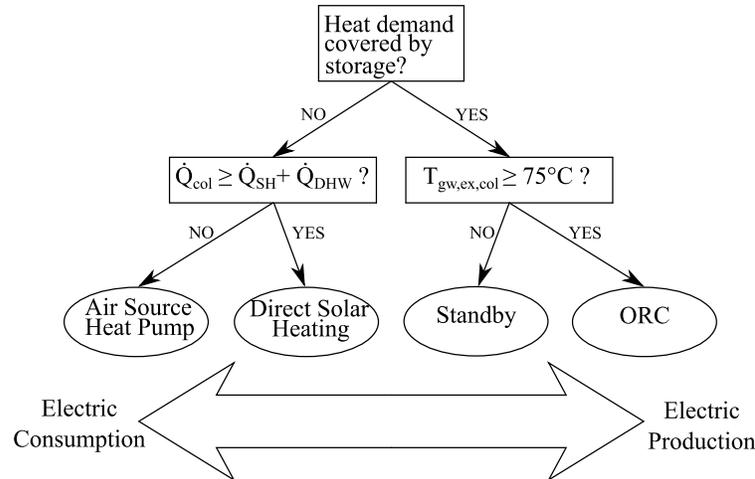


Figura 31: Sistema de control. Fuente: Elaboración propia.

2.5 Selección del refrigerante

A continuación, se definen algunos criterios para la selección del fluido refrigerante a utilizar en la bomba de calor y ORC. Por cuestiones de diseño se evitarán las mezclas zeotrópicas dado que sus propiedades varían mucho en el cambio de fase y al ser una simulación con muchas iteraciones haría que el modelo fuese inestable.

En base a la revisión del estado del arte, la Tabla 18 muestra algunas alternativas de fluidos refrigerantes utilizados en otras investigaciones. Para la elección de un refrigerante se deben tener en cuenta criterios termodinámicos, de seguridad, económicos y ambientales. En el criterio termodinámico; se busca un refrigerante con el cual se genere mayor potencia (ORC) y tenga menores consumos (HP). Para ello se requiere una temperatura crítica relativamente alta para tener temperaturas de condensación menores (HP) y absorber mayor cantidad de calor en el evaporador (ORC) y con una alta masa molecular para tener menores caídas de entropía durante la expansión del ORC. En cuanto a la seguridad, la clasificación de peligrosidad depende de la inflamabilidad (entre el menor valor 1 y el mayor 3) y toxicidad (A menor y B mayor) del refrigerante. En el ámbito económico debe tener un costo asequible y disponibilidad de compra estable, de menores pérdidas de carga para reducir el tamaño de las tuberías y de características que permitan ahorrar en los costos (tamaño) de intercambiadores de calor y el compresor/expansor. En cuanto a lo medioambiental, deben ser de menores GWP en caso de fugas. En este estudio se utilizará HFC-134a por su estabilidad numérica a la hora de las simulaciones, dejando para futuros proyectos una selección más detallada de los refrigerantes. Sus propiedades se obtendrán a partir de los datos de la biblioteca Coolprop [36]. Una elección más detallada del refrigerante usando los 4 criterios antes mencionados se deja a trabajos posteriores a este.

Tabla 18: Alternativas de fluido refrigerante utilizadas en otras investigaciones. Fuente: Elaboración propia a partir de ASHRAE Fundamentals [37].

Fluido	Masa Molecular [g mol ⁻¹]	Temperatura Crítica [°C]	Presión Crítica [kPa]	GWP
HFC-134a	102.0	101.1	4059.3	1430
HFC-245fa	134.00	153.9	3651.0	1030
HFO-1234yf	114.04	94.7	3382.2	<1
HFO-1234ze	114.04	109.4	3636.3	<1
HCFO-1233zd	130.50	165.6	3580.0	1
HFO-1336mzz	164.10	171.3	2903.0	2
HC-600a	58.10	134.7	3629.0	~20

2.6 Consideraciones del sistema

- No existen pérdidas de calor en los sistemas de distribución y sus pérdidas de carga son constantes
- El intercambiador de calor de tubos aletados trabaja en régimen seco y en consecuencia no ocurre *frosting*
- Se desprecian las caídas de presión en los intercambiadores de calor

2.7 Modelo de los colectores solares térmicos

Para la medición del desempeño de los colectores solares térmicos se utilizará el modelo simplificado de su rendimiento, el cual depende de coeficientes entregados por el fabricante $\alpha_{0,1,2}$, la radiación solar incidente en el lugar en el que se instalarán los paneles I_T , y de la diferencia de temperaturas a la entrada del colector y la del aire ambiente.

$$\eta_{col} = \alpha_0 - \alpha_1 \frac{(T_{gw,su,col} - T_{a,amb})}{I_T} - \alpha_2 \frac{(T_{gw,su,col} - T_{a,amb})^2}{I_T} \quad [\%] \quad (6)$$

La radiación se puede calcular tomando en cuenta las componentes de radiación directa, difusa y reflejada según la siguiente ecuación:

$$I_T = I_{h,b} \cdot R_b + I_{h,d} \cdot \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + I_h \cdot \rho_g \cdot \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (7)$$

Luego, el flujo de calor útil entregado por el colector solar se podrá calcular como:

$$\dot{Q}_{col} = \eta_{col} A_{col} I_T \quad (8)$$

Mientras que el balance de energía del refrigerante al pasar por el conjunto de colectores será:

$$\dot{Q}_{col} = \dot{M}_{gw,col} c_{gw} (T_{gw,ex,col} - T_{gw,su,col}) \quad (9)$$

El diagrama de flujo del modelo del colector solar se muestra en la Figura 32.

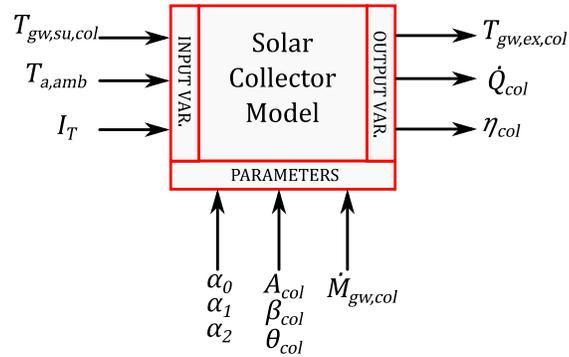


Figura 32: Diagrama de flujo del modelo del colector solar. Fuente: Elaboración propia.

Para medir la capacidad del edificio de ser un NZEB, se utilizará la máxima cantidad de colectores que permita el techo del edificio. Para determinar la distancia mínima entre las filas de colectores se define el ángulo de perfil según lo indicado por Duffie [38] en la ecuación (10).

$$\alpha_p = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_s}{\cos(\gamma_s - \gamma)} \right) \quad (10)$$

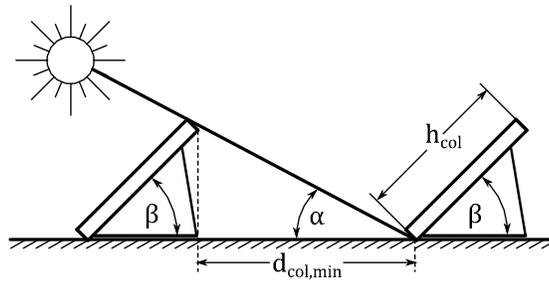


Figura 33: Distancia mínima entre filas de colectores. Fuente: Elaboración propia.

Se seleccionan colectores planos con cubierta simple (FPC) por sobre los colectores de tubos al vacío (ETC), ya que según las recomendaciones de Schimpf la diferencia entre el calor obtenido al utilizar colectores al vacío resulta marginal [15]. Se selecciona el modelo Vitosol 300 del fabricante Viessmann, cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 19.

Tabla 19: Especificaciones del colector solar seleccionado. Fuente: Viessmann.

Característica	Valor
Marca	Viessmann
Modelo	Vitosol 300 FPC
Altura [mm]	2380
Ancho [mm]	1056
Área de apertura [m ²]	2.33
Parámetros de eficiencia	$a_0 = 83.4, a_1 = 3.66, a_2 = 0.0169$
Flujo másico recomendado [L h ⁻¹ m ⁻²] ([L s ⁻¹ m ⁻²)	25 (0.00694)
Temperatura máxima [°C]	205

En base a la definición del ángulo de perfil, se define una ventana horaria entre las 10:00 y 16:00 horas en la que no se producen sombras entre filas de colectores. Así, en Santiago se tendrá una distancia entre filas menor a la de Concepción y Temuco. Dichas distancias se muestran en la Tabla 20 y son ilustradas en la Figura 34. La línea verde representa el límite de seguridad de 1 metro del borde del edificio y los cuadriláteros con cruces indican zonas ya utilizadas por tuberías de extracción de aire de las cocinas y por el ascensor. En definitiva, mientras menores sean las latitudes, menor será la cantidad de colectores posibles al aumentar la distancia requerida para no tener horas de sombra. En la Tabla 20 se muestran también las potencias máximas de los conjuntos de colectores en cada ciudad, los cuales se utilizarán en el dimensionamiento del evaporador de placas en los circuitos del ORC y de la SHP de la Figura 30.

Tabla 20: Inclinación y distancia entre filas de colectores. Fuente: Elaboración propia.

Ciudad	Santiago	Concepción	Temuco
β [°]	33	36	39
$\cos(\beta) h_{col}$ [mm]	1996	1925	1850
$d_{col,min}$ [mm]	2780	3000	3212
$N_{col,max}$	27	25	24
$\dot{Q}_{col,max}$ [kW]	58.4	55.5	51.1

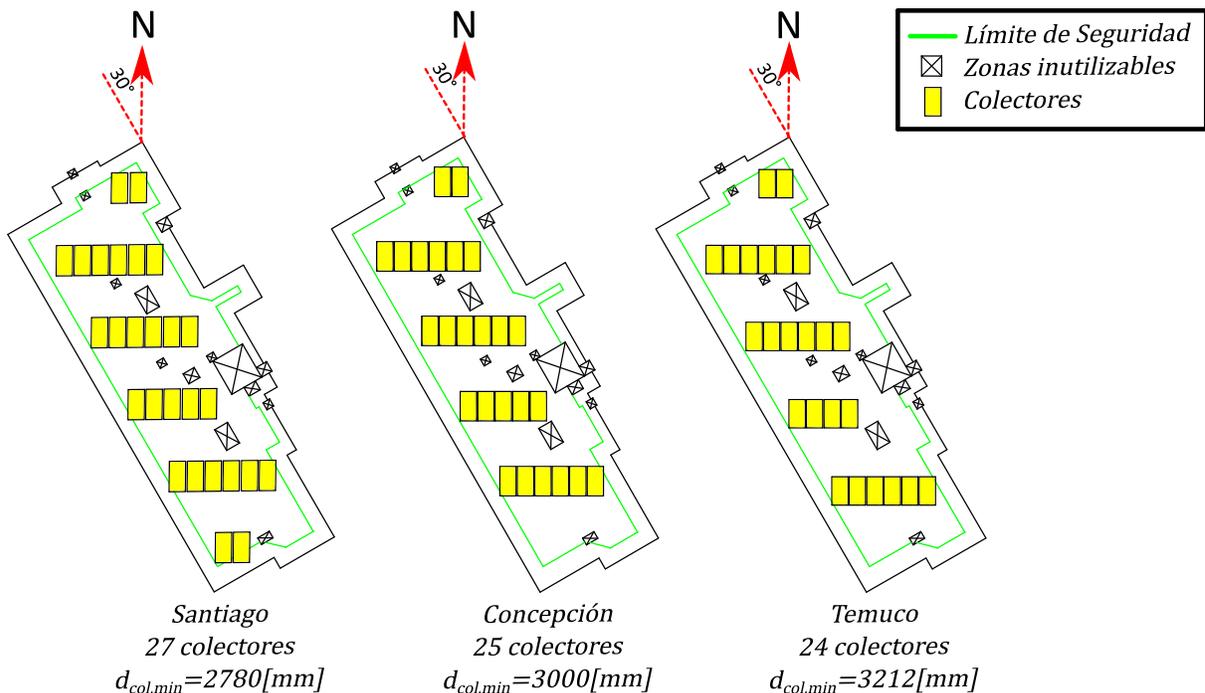


Figura 34: Cantidad máxima de colectores apuntando hacia el norte en cada ciudad. Fuente: Elaboración propia.

2.8 Modelo del estanque de almacenamiento

Los estanques de almacenamiento de agua caliente se utilizan para compensar la diferencia entre las demandas de calor y la energía disponible en el ambiente (niveles de temperatura del aire o

radiación solar). Su modelo se basa en un balance de energía y su objetivo será determinar la temperatura del agua en su interior a partir de la ecuación (11). En este caso, los parámetros necesarios para ello serán el volumen del estanque, las características de su aislamiento, la temperatura ambiente y los perfiles de ACS y calefacción. Dependiendo de la complejidad y costo computacional que se desee tener, el modelo del estanque puede tener un perfil de temperatura que varíe con su altura. El caso más simple es considerar un estanque completamente mezclado y de temperatura uniforme, luego se pueden ir añadiendo nodos. Como primera aproximación se utiliza un estanque de 1 nodo.

$$M_{w,tk} c_{p,w} \frac{dT_{w,tk}}{d\tau} = \dot{Q}_{hel1} + \dot{M}_{w,su,tk} c_{p,w} T_{w,su,tk} - \dot{M}_{w,ex,tk} c_{p,w} T_{w,ex,tk} - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_{hel2} \quad (11)$$

Donde:

$$\text{Calor suministrado al estanque: } \dot{Q}_{hel1} = \dot{M}_{gw,hel1} c_{p,gw} (T_{gw,su,hel1} - T_{gw,ex,hel1}) \quad (12)$$

$$\text{Calor extraído hacia radiadores: } \dot{Q}_{hel2} = \dot{M}_{w,hel2} c_{p,w} (T_{w,ex,hel2} - T_{w,su,hel2}) \quad (13)$$

$$\text{Pérdidas al ambiente: } \dot{Q}_{loss} = U A_{loss} (T_{w,tk} - T_{a,amb}) \quad (14)$$

Si se considera que el flujo de agua extraído del estanque se repone instantáneamente desde la red ($\dot{M}_{w,su,tk} = \dot{M}_{w,ex,tk} = \dot{M}_{w,tk}$), el término del agua caliente sanitaria puede ser expresado como:

$$M_{w,tk} c_{p,w} \frac{dT_{w,tk}}{d\tau} = \dot{Q}_{hel,1} - \dot{M}_{w,tk} c_{p,w} (T_{w,ex,tk} - T_{w,su,tk}) - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_{hel2} \quad (15)$$

Al integrar la ecuación anterior mediante el método de Euler, se puede obtener la expresión para la temperatura del momento siguiente en base al momento actual como:

$$T_{w,ex,tk,\tau=i+1} = T_{w,ex,tk,\tau=i} + \frac{\Delta\tau}{M_{w,tk} c_{p,w}} (\dot{Q}_{hel,1} - \dot{M}_{w,tk} c_{p,w} (T_{w,ex,tk,\tau=i} - T_{w,su,tk}) - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_{hel2}) \quad (16)$$

Para la modelación, se considerará una banda de temperaturas de almacenamiento entre los 50 y los 60 °C. Siguiendo el esquema de funcionamiento, cuando exista un requerimiento de calor desde el estanque se comparará la capacidad de los 2 modos posibles: desde los colectores solares o desde la bomba de calor.

El diseño del sistema (Figura 30), implica que el estanque de agua caliente tendrá que satisfacer la suma de las demandas de ACS y de calefacción. Para un mejor análisis del dimensionamiento del volumen del estanque, en la Figura 35 se muestra el desglose de las demandas térmicas horarias durante la semana de mayores consumos, cuyo valor máximo corresponde a 102.3 kW_t para Temuco (ciudad de mayores cargas térmicas) a las 6 AM del jueves 15 de mayo. Se observa una gran diferencia entre las magnitudes de ambas potencias; sin embargo, en ambos casos hay dos *peaks* que se dan durante la mañana y noche, con menores consumos durante la tarde y el medio día. Existen pocas referencias técnicas de estanques que deban satisfacer ambas demandas. Por ejemplo, para

ACS, el código técnico español [31] recomienda un volumen entre 1.5 y 2 veces el consumo diario del edificio, que en el caso estudiado es de 1843 L/día, lo cual implicaría un estanque de 3.22 m³ al usar 1.75 veces el valor diario. Sin embargo, la máxima demanda de calefacción es 7.52 veces mayor al máximo valor para ACS, por lo que se requiere de un nuevo método para el cálculo del volumen del estanque.

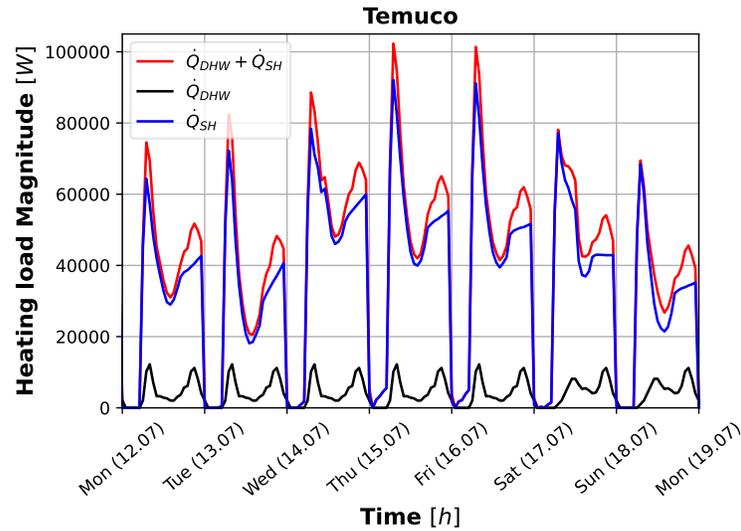


Figura 35: Semana de mayor demanda térmica en Temuco. Fuente: Elaboración propia.

Si se aplica la misma lógica indicada en el CTE, se puede obtener que la energía necesaria E_t para que el estanque pueda suplir la máxima potencia térmica del edificio durante 12 horas continuas sería de 1227 kWh_t. Luego, para encontrar el volumen asociado se aplican las relaciones de la ecuación (17). Particularmente se puede escoger una razón entre la altura y el diámetro del estanque de 1.5, con lo cual se obtienen las medidas mostradas en la Tabla 21.

$$M_{w,tk} = \frac{E_t}{(T_{w,set\ point} - T_{w,su,tk})c_{p,w}}, \quad V_{w,tk} = \frac{M_{w,tk}}{1000}, \quad D_{tk} = \left(\frac{4 V_{tk}}{\pi Ratio_{H,D}} \right)^{1/3}, \quad Ratio_{H,D} = 1.5 = \frac{H_{tk}}{D_{tk}} \quad (17)$$

Tabla 21: Características del estanque de almacenamiento de agua caliente. Fuente: Elaboración propia.

Característica	Descripción	Valor
D_{tk}	Diámetro [m]	2.70
H_{tk}	Altura [m]	4.04
$V_{w,tk}$	Capacidad [m ³]	23.1

2.9 Modelado de intercambiadores de calor

El diseño de los intercambiadores de calor es un proceso iterativo que contempla aspectos técnicos y económicos. Debido a las fluctuaciones de las demandas térmicas (ACS y calefacción), la radiación solar disponible y la temperatura ambiente, los equipos estarán trabajando en condiciones variables, que se repetirán un cierto número de veces a lo largo del año. De dicha frecuencia dependerá si vale

la pena gastar más en equipos de mayores capacidades. En esta memoria el diseño se enfocará en satisfacer los *peaks* de demanda sin considerar los costos asociados.

2.9.1 Métodos de cálculo

Las siguientes ecuaciones definen el método de la diferencia de temperatura media logarítmica, que es utilizado para dimensionar las áreas de transferencia de calor en caso de no existir cambio de fase. La potencia de un intercambiador de calor se puede expresar en base a un coeficiente global de transferencia de calor U_{hx} , un área de intercambio de calor A_{hx} y una diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{lm} . Además, se introduce un factor de corrección F_{lm} , el cual será 1 para configuraciones de contraflujo y menor a 1 en cualquier otro caso.

$$\dot{Q}_{hx} = U_{hx} A_{hx} F_{lm} \Delta T_{lm} \quad (18)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica se define según la configuración del intercambiador de calor, ya sea contraflujo o flujo en paralelo:

$$\Delta T_{lm,parallel} = \frac{(T_{hf,su} - T_{cf,su}) - (T_{hf,ex} - T_{cf,ex})}{\ln\left(\frac{(T_{hf,su} - T_{cf,su})}{(T_{hf,ex} - T_{cf,ex})}\right)}, \quad \Delta T_{lm,counter} = \frac{(T_{hf,su} - T_{cf,ex}) - (T_{hf,ex} - T_{cf,su})}{\ln\left(\frac{(T_{hf,su} - T_{cf,ex})}{(T_{hf,ex} - T_{cf,su})}\right)} \quad (19)$$

En caso de existir cambio de fase, como por ejemplo en condensadores o evaporadores, para dimensionar las áreas de transferencia de calor se utiliza el método de la eficacia y número de unidades transferidas (ϵ -NTU) en conjunto con los balances de energía de los equipos. En general los equipos se discretizan por zonas según el estado del refrigerante en ellas (subenfriado 'sc', bifásico 'tp', o sobrecalentado 'sh'). Luego la eficacia de cada zona se puede expresar como la razón entre el flujo de calor realmente transferido y el máximo transferible como:

$$\epsilon_{hx} = \frac{\dot{Q}_{hx}}{\dot{C}_{min,hx}(T_{hf,su,hx} - T_{cf,su,hx})} \quad (20)$$

Los flujos capacitivos se definen en base a los flujos máscicos y los calores específicos de los fluidos. Luego se puede calcular el flujo capacitivo mínimo $\dot{C}_{min,hx}$, máximo $\dot{C}_{max,hx}$ y la razón de flujos capacitivos $\dot{C}_{R,hx}$:

$$\dot{C}_f = \dot{M}_{f,hx} c_{p,f,hx}, \quad \dot{C}_{min,hx} = \min(\dot{C}_{hf}; \dot{C}_{wf}), \quad \dot{C}_{max,hx} = \max(\dot{C}_{hf}; \dot{C}_{wf}), \quad \dot{C}_{R,hx} = \frac{\dot{C}_{min,hx}}{\dot{C}_{max,hx}} \quad (21)$$

El número de unidades transferidas (NTU) del intercambiador se calculará dependiendo de su configuración y la fase en la que se encuentran los fluidos. Para contraflujo y flujo paralelo:

$$NTU_{counter,hx} = \frac{1}{\dot{C}_{R,hx} - 1} \ln\left[\frac{\epsilon_{hx} - 1}{\epsilon_{hx}\dot{C}_{R,hx} - 1}\right], \quad NTU_{parallel,hx} = -\frac{\ln[1 - \epsilon_{hx}(1 + \dot{C}_{R,hx})]}{1 + \dot{C}_{R,hx}} \quad (22)$$

Cuando hay cambio de fase, independientemente de la configuración, el NTU se calculará como:

$$NTU_{tp,hx} = -\ln(1 - \varepsilon_{hx}) \quad (23)$$

Finalmente, el área de transferencia de calor se calcula como indica la ecuación (24), donde el coeficiente global de transferencia de calor se calcula según su geometría y fluidos participantes, a partir de las correlaciones mostradas en el Anexo I.

$$A_{hx} = \frac{NTU}{U_{hx} \dot{C}_{min,hx}} \quad (24)$$

En intercambiadores discretizados por zonas se debe cumplir que la suma de las áreas y flujos de calor por zona sea igual al área y flujo de calor total del intercambiador.

$$A_{hx} = \sum_i^{all\ zones} A_{hx,i} \quad , \quad \dot{Q}_{hx} = \sum_i^{all\ zones} \dot{Q}_{hx,i} \quad (25)$$

2.9.2 Intercambiador de tubos aletados

Los intercambiadores de tubos aletados utilizados en esta memoria son equipos que trabajan con aire en flujo cruzado con una línea de refrigerante y se modelan como una batería de enfriamiento o calentamiento en régimen seco. Se selecciona el modelo Junior AG 632 2BDH del fabricante AlfaBlue cuyas características se muestran en la Tabla 30. Sus aletas son planas, continuas y rectangulares (el recorrido que sigue el refrigerante es a través de filas de tubos, las cuales pasan varias veces por cada aleta). La Figura 36 muestra un esquema de la discretización por zonas del intercambiador de tubos aletados dependiendo del modo de funcionamiento en el cual trabaja. Debido a las características de cada ciclo, en el caso de la ASHP funcionará sólo en dos zonas, mientras que para el ORC será necesario tener 3 o 2 zonas dependiendo de la condición a la salida del evaporador y del expansor.

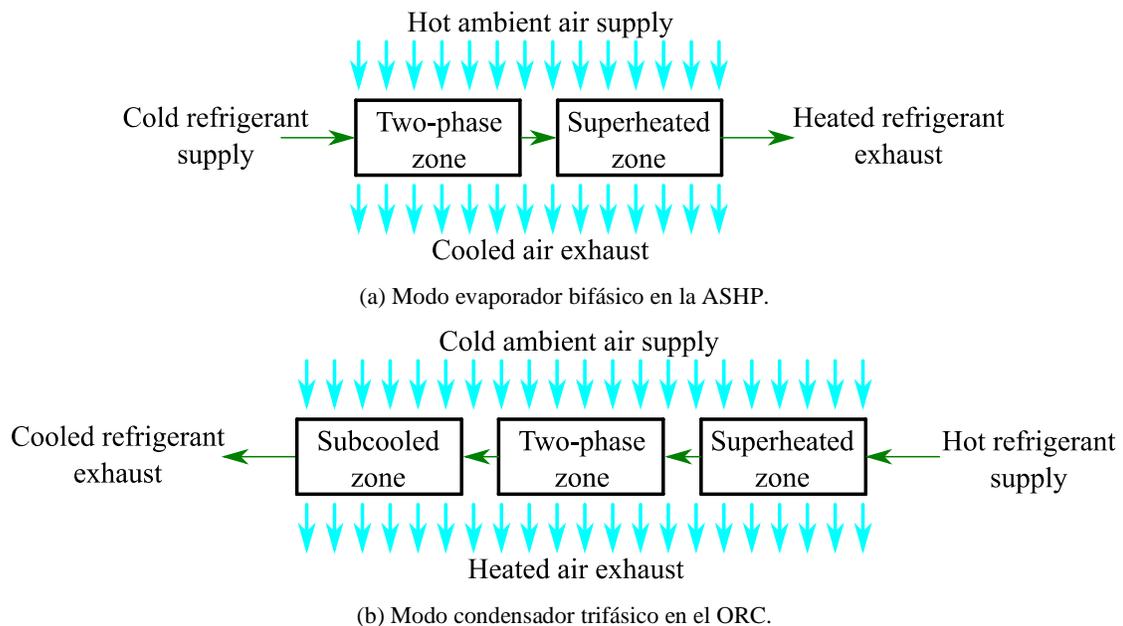


Figura 36: Discretización del intercambiador de tubos y aletas en sus dos modos de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia.

Las siguientes ecuaciones se refieren a las características geométricas necesarias para el cálculo de los coeficientes convectivos. El área frontal de la batería se calcula como el largo de un paso de tubos L_p por el ancho de las aletas W_f .

$$A_{fr} = L_p W_f \quad (26)$$

El área de transferencia de calor del lado del aire posee dos componentes, la de las aletas y de la parte exterior de los tubos:

$$A_{a,hx} = A_{a,f,hx} + A_{a,t,hx} \quad (27)$$

$$A_{a,hx} = \left[2H_f W_f N_f - \frac{2N_{t,t} \pi D_{e,t}^2}{4} + 2W_f t_f N_f + 2h_f t_f N_f \right] + [\pi D_{e,t} (L_p - t_f N_f) N_{t,t}]$$

Del lado del refrigerante, el área de transferencia será:

$$A_{r,hx} = \pi D_{e,t} L_p N_{t,t} \quad (28)$$

Luego, el coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de tubos aletados sin considerar las resistencias por ensuciamiento se puede obtener mediante:

$$U_{hx} = \left(\frac{1}{hcv_a \eta_0} + \frac{A_{a,hx} \ln\left(\frac{D_{e,t}}{D_{i,t}}\right)}{2\pi k_f L_p N_{t,t}} + \frac{A_{a,hx}}{hcv_r \eta_0 A_{r,hx}} \right)^{-1} \quad (29)$$

Donde la eficiencia de la superficie aletada η_0 se define a partir de los siguientes parámetros geométricos:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{a,f,hx}}{A_{a,hx}} (1 - \eta_f) \quad , \quad \eta_f = \frac{\tanh(0.5 D_{e,t} m \phi)}{0.5 D_{e,t} m \phi} \quad , \quad m = \sqrt{\frac{2 hcv_a}{k_f t_f}} \quad (30)$$

El radio equivalente del lado del aire se puede calcular:

$$R_{eq} = \left(\frac{D_{e,t}}{2} - 1 \right) (1.28 \psi (\beta - 0.3)^{0.5}) \quad , \quad \phi = (R_{eq} - 1) (1 + 0.35 \ln(R_{eq})) \quad (31)$$

Mientras que los parámetros restantes se pueden calcular usando las siguientes relaciones a partir de la geometría de la Tabla 30:

$$\psi = \frac{DIM_2}{0.5 D_{e,t}} \quad , \quad \beta = \frac{DIM_1}{DIM_2} \quad , \quad DIM_1 = \frac{\chi_a}{2} \quad , \quad DIM_2 = 0.5 \sqrt{DIM_1^2 + \chi_b^2} \quad (32)$$

2.9.3 Intercambiadores de placas

Del mismo modo, los intercambiadores de placas se discretizan según lo mostrado en la Figura 37. Las primeras dos figuras, corresponden al evaporador de la Figura 30, mientras que la tercera corresponde al condensador de las bombas de calor.

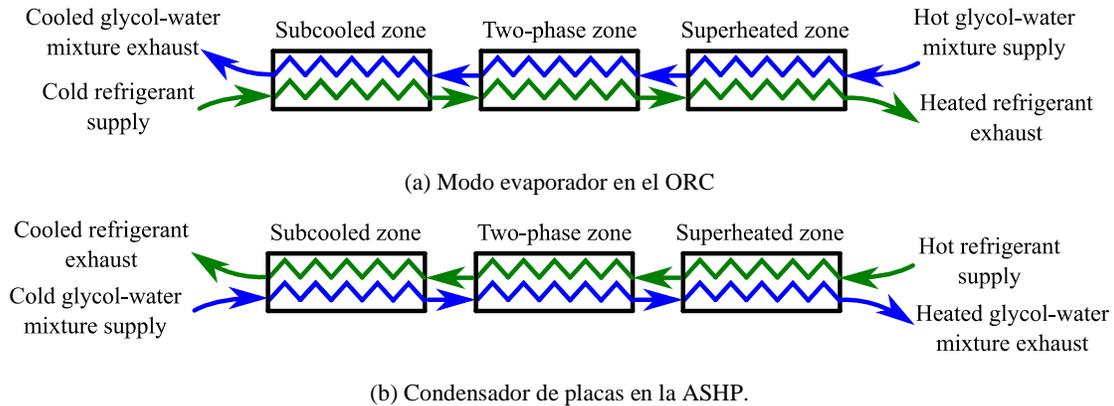


Figura 37: Discretización de los intercambiadores de placas en sus modos de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia.

Debido a las presiones a las que estará sometido el sistema, se seleccionan intercambiadores de placas braceadas (BPHX) del modelo AC70X fabricadas por Alfa Laval. Ellas permiten la elección del número de placas a utilizar en el sistema, lo cual resulta conveniente para la personalización del área de transferencia requerida. Las características geométricas del condensador son mostradas en la Tabla 28, mientras que aquellas del evaporador se pueden revisar en la Tabla 29. La Figura 38 muestra un esquema de las dimensiones de un BPHX a partir de las cuales se pueden obtener sus coeficientes convectivos.

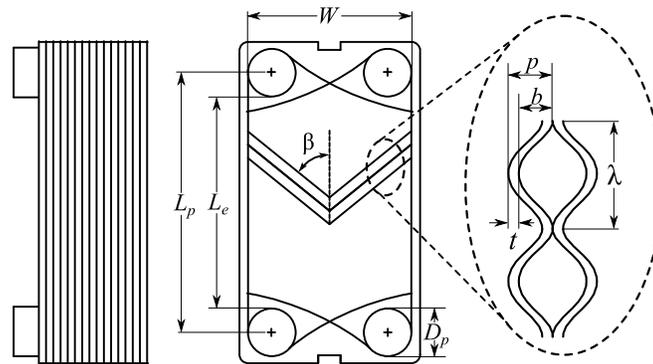


Figura 38: Esquema de las dimensiones de un BPHX. Fuente: Elaboración propia a partir de [39].

El área total efectiva del intercambiador de calor se puede obtener a través del ancho de la placa, el largo efectivo, el número de placas y el factor de alargamiento debido a la corrugación de las placas:

$$A_{HX} = W L_p N_p \phi_{BPHX} \quad (33)$$

Según la definición de la VDI [40], el factor de alargamiento se puede determinar por:

$$\phi_{BPHX} = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right), \quad X = \frac{2p_p\pi}{\lambda} \quad (34)$$

Luego, el diámetro hidráulico de los intercambiadores de placas se define en base al espaciamiento entre placas p_p :

$$D_{hyd} = \frac{4p_p}{\phi_{BPHX}} \quad (35)$$

Finalmente, el coeficiente global de transferencia de calor para el BPHX se puede calcular mediante la ecuación (36). Donde los coeficientes convectivos utilizados dependerán de la fase en la que estén los fluidos.

$$U_{hx} = \left(\frac{1}{hcv_r} + \frac{t}{k_p} + \frac{1}{hcv_{gw}} \right)^{-1} \quad (36)$$

2.9.4 Serpentes helicoidales

Dentro del estanque se tienen dos intercambiadores de calor helicoidales, uno entrega calor hacia el agua desde la bomba de calor o el conjunto de colectores (mostrado en azul en la Figura 30 y simbolizado como ‘*hell1*’) y el segundo absorbe calor desde el agua del estanque para satisfacer las necesidades de calefacción (rojo en la figura antes mencionada y denotado por ‘*hell2*’). La Figura 39 muestra la geometría de un intercambiador de calor helicoidal, el cual tiene un largo L_t , un diámetro interior $D_{i,t}$, un número de vueltas N_t , un diámetro promedio de la helicoide D_s .

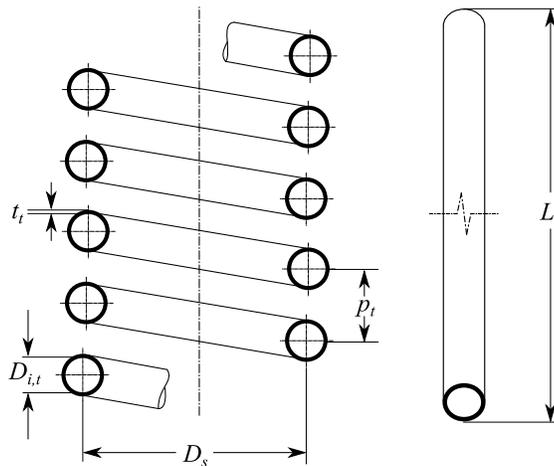


Figura 39: Geometría de un intercambiador de calor helicoidal. Fuente: Replicado a partir de [40].

Para su dimensionamiento se emplean dos métodos distintos, en el primero se utiliza el método de diferencia de temperatura media logarítmica obteniendo las características de la Tabla 31. En el segundo se emplea el método ε -NTU asumiendo que el estanque se comporta como un intercambiador de capacidad infinita, es decir, el flujo capacitivo mínimo estará del lado del agua de

los radiadores. A partir de ello se obtienen los resultados de la Tabla 32. El número de vueltas y la distancia entre los tubos se pueden calcular como:

$$N_t = \frac{L_t}{D_s \pi}, \quad p_t = \frac{H_{hel}}{N_t} \quad (37)$$

Para el cálculo de los coeficientes convectivos se utilizan las correlaciones de la VDI [40] para flujo monofásico dentro de un helicoide y la de Fernandez-Saera [41] para la convección natural fuera de ella. La descripción detallada de ambas correlaciones está disponible en el Anexo I, mientras que el coeficiente global de transferencia de calor se determina como:

$$U_t = \left(\frac{D_{e,t}}{D_{i,t} h c v_{i,hel}} + \frac{D_{e,t} \ln \left(\frac{D_{e,t}}{D_{i,t}} \right)}{2k_t} + \frac{1}{h c v_{e,hel}} \right)^{-1} \quad (38)$$

2.9.5 Unidad terminal

Se utilizarán radiadores como unidades terminales. Para simular su funcionamiento se utilizará el modelo de la ASHRAE [42]. A partir de las potencias máximas requeridas por departamento para Temuco y la subdivisión por zonas (living, número de dormitorios y sala de estar) de cada departamento se dimensionan las unidades terminales requeridas mostradas en la Tabla 22. En cuanto a la obtención comercial, se seleccionan los radiadores de panel compacto del fabricante Purmo, cuyas características pueden ser revisadas en la Tabla 33 del Anexo H.

Tabla 22: Unidades requeridas por departamento en base a la potencia máxima de calefacción. Fuente: Elaboración propia.

Departamento	$\dot{Q}_{rad,max}$ [W]	Unidades requeridas
A	4000	4 x 1000 [W]
B	2000	2 x 1000 [W]
C	3500	3 x 1000 [W], 1 x 500 [W]
D	2500	2 x 1000 [W], 1 x 500

Según la ASHRAE, el flujo de calor transferido por los radiadores se describe según la ecuación (39) al trabajar en condiciones nominales:

$$\dot{Q}_{rad} = U A_{NOM,rad} (T_{s,rad} - T_a)^{1.3} \quad (39)$$

Donde el $U A_{NOM,rad}$ se puede obtener de los datos entregados por el fabricante.

$$U A_{NOM,rad} = \left[\frac{\dot{Q}_{NOM,rad}}{(T_{s,NOM} - T_{a,NOM})^{1.3}} \right], \quad T_{s,rad} = 0.5 (T_{w,su,rad} + T_{w,ex,rad}) \quad (40)$$

Al operar en cualquier condición de operación se agregan dos factores, el primero en base a la altitud (razón entre la presión atmosférica real y la de diseño, las cuales en este caso se asumirán iguales) y el segundo en base a la velocidad del flujo:

$$\dot{Q}_{rad} = \left(\frac{P_{real}}{P_{NOM}} \right)^m \left(\frac{\dot{M}_{w,rad}}{0.9 \rho_w A_{t,rad} N_{t,rad}} \right)^{0.04} U A_{NOM,rad} (T_{s,rad} - T_a)^{1.3} \quad (41)$$

Luego, del balance de energía del lado del agua se pueden obtener el flujo másico y la temperatura a la salida:

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{M}_{w,rad} c_w (T_{w,su,rad} - T_{w,ex,rad}) \quad (42)$$

2.10 Modelo del compresor reversible

La Figura 40 es una representación del modelo del compresor scroll [43], el cual permite predecir el flujo másico de refrigerante, la potencia del compresor y la temperatura del refrigerante a la salida, en base a 4 parámetros (mostrados en la Tabla 23).

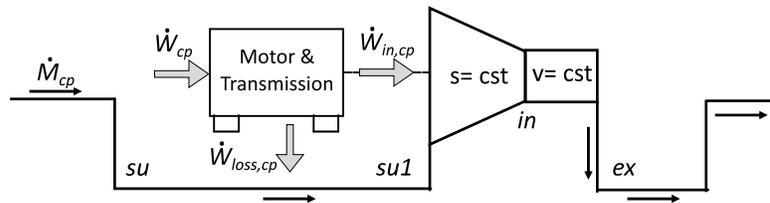


Figura 40: Modelo de un compresor scroll. Fuente: Replicado a partir del esquema propuesto por Lebrun en [43].

Según el modelo, el recorrido del refrigerante se puede dividir según los fenómenos que ocurren al interior del compresor. La primera porción (entre 'su' y 'su1') se refiere al calentamiento debido a pérdidas electromecánicas, luego se considera una compresión isentrópica (entre 'su1' y 'in') y una compresión a volumen constante (entre 'in' y 'ex'). El calentamiento del refrigerante debido a las pérdidas electromecánicas del compresor se puede calcular haciendo el balance de energía entre su1 y su:

$$\dot{W}_{loss,cp} = \dot{Q}_{su,cp} = \dot{M}_{r,cp} (h_{r,su1,cp} - h_{r,su,cp}) \quad (43)$$

Al mismo tiempo, las pérdidas electromecánicas del compresor poseen dos componentes, las pérdidas $\dot{W}_{loss0,cp}$, que depende de la velocidad de giro del equipo ω_{cp} y del torque resistente del compresor trabajando sin carga $T_{loss0,cp}$, y las pérdidas proporcionales a la potencia interna del compresor $\alpha_{cp} \dot{W}_{in,cp}$.

$$\dot{W}_{loss,cp} = \dot{W}_{loss0,cp} + \alpha_{cp} \dot{W}_{in,cp} \quad , \quad \dot{W}_{loss0,cp} = T_{loss0,cp} \cdot \omega_{cp} \quad (44)$$

La potencia interna del compresor será la suma entre la potencia de la compresión isentrópica y la de la compresión isocórica:

$$\dot{W}_{in,cp} = \dot{M}_{r,cp} (h_{r,int,cp} - h_{r,su1,cp}) + \dot{M}_{r,cp} v_{r,int,cp} (P_{r,ex,cp} - P_{r,int,cp}) \quad (45)$$

Donde la razón de volúmenes interna $r_{v,in,cp}$ se calcula en base a los volúmenes específicos después del calentamiento debido a las pérdidas electromecánicas y en la condición intermedia *int*.

$$r_{v,in,cp} = \frac{v_{r,su1,cp}}{v_{r,int,cp}} \quad (46)$$

Finalmente, la potencia del motor eléctrico que mueve al compresor se determina como la suma de la potencia interna y las pérdidas electromecánicas. Luego, la entalpía a la salida se puede obtener mediante el balance de energía del compresor.

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{in,cp} + \dot{W}_{loss,cp} \quad , \quad h_{r,ex,cp} = \frac{\dot{W}_{cp}}{\dot{M}_{r,cp}} + h_{r,su1,cp} \quad (47)$$

Para el caso de estudio se selecciona el compresor scroll del fabricante Copeland modelo ZH 150 KCE-TWD. La Figura 41 muestra los resultados de la calibración del modelo a partir de los datos entregados por el fabricante, mientras que en la Tabla 23 se pueden encontrar los cuatro parámetros resultantes, la razón de volúmenes interna $r_{v,in,cp}$, el coeficiente proporcional de pérdidas α_{cp} , el torque resistente del compresor trabajando sin carga $T_{loss0,cp}$, y el volumen barrido por el compresor $V_{s,cp}$.

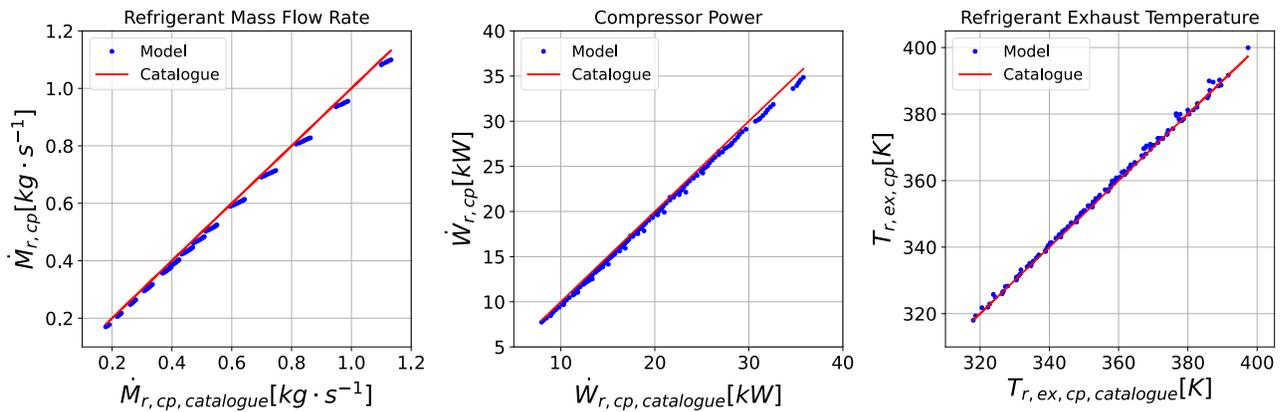


Figura 41: Calibración de parámetros del modelo del compresor Copeland ZH 150 KCE-TWD. Fuente: Elaboración propia a partir de datos entregados por el fabricante.

Tabla 23: Parámetros determinados a partir de los datos entregados por el fabricante. Fuente: Elaboración propia.

$r_{v,in,cp}$ [-]	α_{cp} [-]	$t_{loss0,cp}$ [Nm]	$V_{s,cp}$ [m ³]
3.18	0.33	2.8	0.0005029

Para el funcionamiento como expansor, por ahora se utiliza un modelo termodinámico asumiendo eficacias volumétricas e isentrópicas constantes:

$$\dot{W}_{exp} = \varepsilon_{s,exp} \dot{M}_{r,exp} (h_{r,su,exp} - h_{r,ex,s,exp}) \quad (48)$$

Mientras que el flujo másico se puede calcular a partir de la condición a la salida del evaporador utilizando una velocidad de giro constante e igual a la frecuencia de la red.

$$\dot{M}_{r,exp} = \frac{V_{s,exp} N_{exp}}{\varepsilon_{v,exp} v_{r,su,exp}} \quad (49)$$

2.11 Elementos auxiliares

La bomba del ORC se modela asumiendo un flujo másico igual en magnitud a la mitad del flujo suministrado por el circuito de colectores de cada ciudad y usando las presiones de condensación y evaporación obtenidas de los intercambiadores de calor. Las bombas de circulación se modelan utilizando pérdidas de carga constantes en la distribución:

$$\dot{W}_{m,pp} = \frac{\dot{M}_{wf,pp} v_{wf,su,pp} (P_{wf,ex,pp} - P_{wf,ex,pp})}{\varepsilon_{s,pp} \eta_m} \quad (50)$$

El flujo impulsado por el ventilador se modela mediante a una relación lineal entre el flujo másico de refrigerante y el flujo volumétrico nominal del ventilador indicado por el fabricante:

$$\dot{V}_a = \frac{33000 \dot{M}_r - 1500}{3600} \quad (51)$$

Las válvulas son consideradas isoentálpicas, por lo que en la bomba de calor se tendrá:

$$h_{r,su,ev} = h_{r,ex,cd} \quad (52)$$

2.12 Modelado conjunto de componentes

Siguiendo el planteamiento propuesto por Cuevas, se ensamblan los modelos de los distintos componentes de la bomba de calor (Figura 42) y el ORC (Figura 44). Para la bomba de calor, las entradas globales serán la velocidad de rotación del compresor N_{cp} , las condiciones del fluido frío en el condensador ($P_{gw,cd}$, $\dot{M}_{gw,cd}$) y las condiciones del aire o de la mezcla de agua y glicol a la entrada del evaporador ($P_{hf,ev}$, $\dot{M}_{hf,ev}$). Dichas entradas condicionan el funcionamiento y dimensionamiento de los equipos. Por ejemplo, las presiones de los intercambiadores de calor dependen de las condiciones impuestas por el fluido secundario y el área de transferencia de calor previamente definida. El compresor define el flujo másico del ciclo a partir de su volumen barrido.

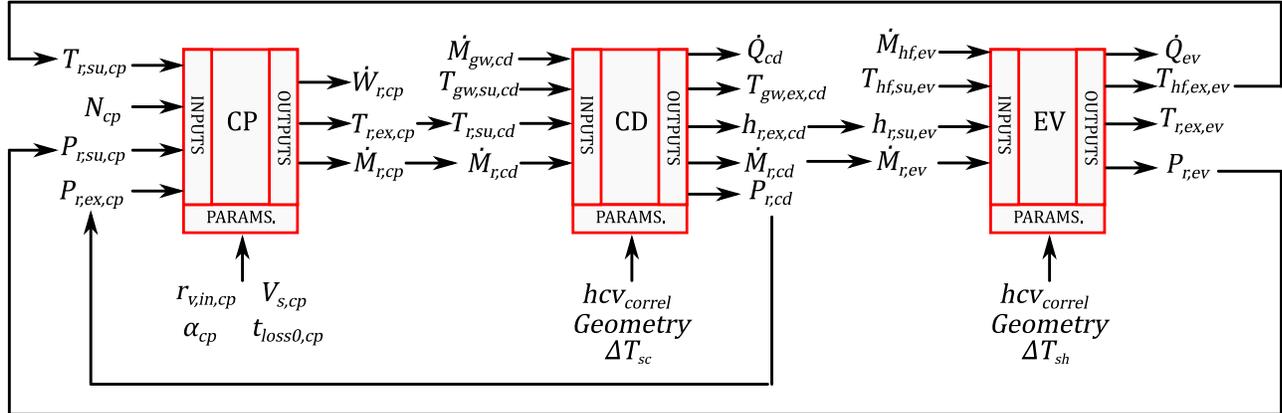


Figura 42: Conjunto de modelos presentes en la bomba de calor. Fuente: Elaboración propia a partir lo planteado en [44].

Para la iteración numérica se debe cumplir el balance de energía del sistema:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{ev} + \dot{W}_{cp} \quad (53)$$

La Figura 43 muestra el diagrama T-s para una temperatura del aire ambiente de 10 [°C] y una temperatura de la mezcla de agua y glicol a la entrada del condensador de 40 [°C].

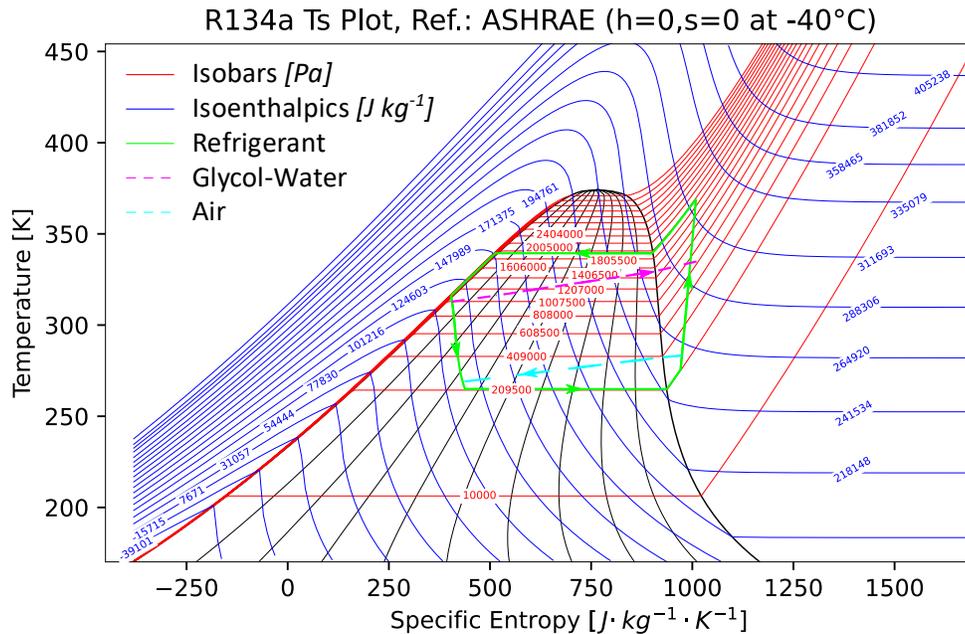


Figura 43: Diagrama T-s del ciclo de la ASHP para $T_{a,su,ev} = 283.15 [K]$, $T_{gw,su,cd} = 313.15 [K]$. Fuente: Elaboración propia a través de CoolProp [36].

De manera similar, para el ORC las entradas del sistema son la velocidad de rotación de la bomba N_{pp} y del expansor N_{exp} , las condiciones de la mezcla de agua y glicol a la entrada del evaporador ($P_{gw,ev}$, $\dot{M}_{gw,ev}$, $T_{gw,su,ev}$, salidas del modelo de los colectores) y las condiciones del aire a la entrada del condensador ($P_{a,ev}$, $\dot{M}_{a,ev}$, $T_{a,su,ev}$), las cuales, en conjunto con las áreas de transferencia

de calor, definirán las presiones del refrigerante. En este caso es la bomba la que impone el flujo másico de refrigerante a partir de su respectivo volumen barrido. Dependiendo de la radiación solar incidente y en consecuencia de la temperatura a la entrada del evaporador, se tendrá una expansión seca o húmeda.

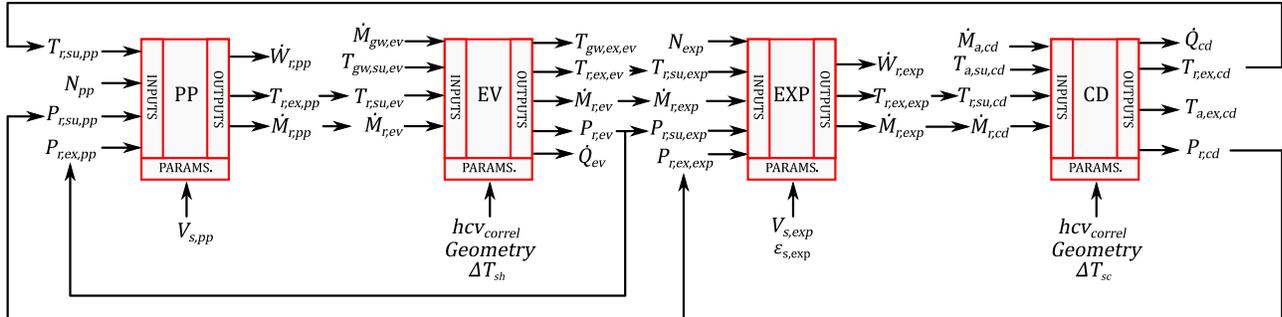


Figura 44: Conjunto de modelos presentes en el ORC. Fuente: Elaboración propia a partir de lo planteado en [44].

Del mismo modo, se debe cumplir el balance de energía del ORC:

$$\dot{W}_{pp} + \dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{cd} + \dot{W}_{exp} \quad (54)$$

En la Figura 45 se puede observar el diagrama T-s del ciclo ORC para una temperatura ambiente de 20 [°C].

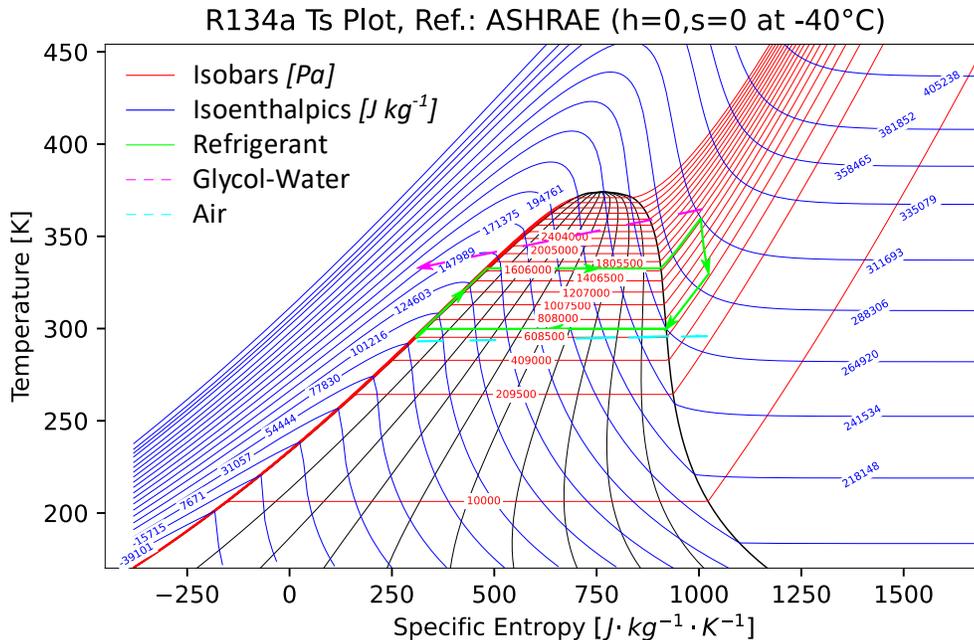


Figura 45: Diagrama T-s del ORC para $T_{a,su,cf} = 293.15$ [K], $\dot{M}_{gw,ev} = 0.2$ [kg s⁻¹]. Fuente: Elaboración propia a través de CoolProp [36].

Para determinar la temperatura de la fuente a partir de la cual se activa el ORC, se considera que en los periodos de mayor radiación solar (verano) la temperatura ambiente ronda entre los 25 y los 38°C. Esto limita la temperatura de condensación y en definitiva aquella a la entrada del evaporador

(el calentamiento en la bomba es mucho menos significativo). Sumado a ello, el flujo másico de la mezcla agua-glicol que pasa por los colectores está fijada según la ciudad.

Para extraer calor con esa diferencia de temperaturas se tienen 2 opciones, dejar los flujos másicos de refrigerante constantes, o bien variarlos para mantener el esquema del diagrama T-s mostrado en la Figura 45. Por simplicidad se opta por dejar los flujos constantes, por lo que ocurrirán casos en los cuales habrá expansión húmeda desde la entrada del expansor (cuando las temperaturas de la fuente de calor se acerquen a los 75°C) y otras en que se tendrá un sobrecalentamiento a la entrada del expansor (sobre los 88°C).

2.13 Indicadores de desempeño

Para la bomba de calor se determina el COP y el factor de desempeño estacional SPF:

$$COP_{ASHP} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{aux}} \quad , \quad SPF_{ASHP} = \frac{\int \Sigma \dot{Q}_{cd} dT}{\int \Sigma (\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{aux}) dT} \quad (55)$$

Se utilizará la definición de la fracción solar propuesta por Hadorn [18], la cual contabiliza la energía entregada al estanque de almacenamiento con respecto a la energía aportada por el colector solar.

$$f_{col} = \frac{\int \dot{Q}_{col} dT}{\int \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_{TU}} \quad (56)$$

En el caso del ORC, se utilizará el rendimiento del ciclo y su SPF:

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{exp} - \dot{W}_{pp} - \dot{W}_{fan} - \dot{W}_{aux}}{\dot{Q}_{ev}} \quad , \quad SPF_{ORC} = \frac{\int \Sigma (\dot{W}_{exp} - \dot{W}_{pp} - \dot{W}_{fan} - \dot{W}_{aux}) dT}{\int \Sigma (\dot{W}_{pp} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{aux}) dT} \quad (57)$$

Para todo el sistema, se define el siguiente indicador estacional:

$$SPF_{syst} = \frac{\int \Sigma (\dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_{SH}) dT}{\int \Sigma (\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{aux} - \dot{W}_{exp} + \dot{W}_{pp}) dT} \quad (58)$$

2.14 Factores de emisión

Un aspecto interesante de evaluar es la comparación de las emisiones *in situ* del sistema respecto a otras alternativas. La Tabla 24 muestra las emisiones equivalentes de 3 tecnologías diferentes según la investigación de Casasso [45].

Tabla 24: Factores de emisión de distintas tecnologías para producción de ACS residencial. Fuente: [45].

Tecnología	$F_{CO} \left[\frac{mg}{kWh} \right]$	$F_{MP10} \left[\frac{mg}{kWh} \right]$
Caldera de petróleo	51.6	3.62
Caldera de gas natural	118.5	0.59
Caldera de pellets de madera	248.6	70.8

A partir de los efectos útiles de energía térmica requeridos anualmente en cada ciudad, se pueden determinar las emisiones evitadas por el sistema al compararlo con otros:

$$Em_{evit,i,Alt} = E_{th,y} \cdot F_i \quad (59)$$

Adicionalmente, el factor de emisiones de toneladas de CO₂ por MWh_{el} de la red eléctrica chilena durante el año 2022 fue de 0.3006 [Ton CO₂ MWh_{el}⁻¹] según cifras de la Comisión Nacional de la Energía [46]. De esta forma, las emisiones equivalentes del sistema se determinarán como:

$$Em_{CO_2,Syst} = E_{el,cons,system,y} \cdot F_{grid,CO_2} \quad (60)$$

CAPÍTULO 3: Simulación y análisis de resultados

En el presente capítulo se muestran los resultados de las simulaciones anuales y mensuales del sistema diseñado en el capítulo anterior.

Luego de ensamblar los modelos, se simula el funcionamiento anual siguiendo el sistema de control explicado en la Figura 31. Las siguientes figuras muestran la frecuencia con la cual se utilizan los modos de funcionamiento a lo largo del año (recordando que en un año en total hay 8760 horas). Según muestra la Figura 46 el sistema está la mayor parte del tiempo en modo *Stand By*, implicando que existen muchos momentos en los que la demanda de calor puede ser satisfecha por el calor almacenado, y coincidentemente no existe radiación solar suficiente como para tener una temperatura del agua-glicol mayor a 75°C a la salida de los colectores.

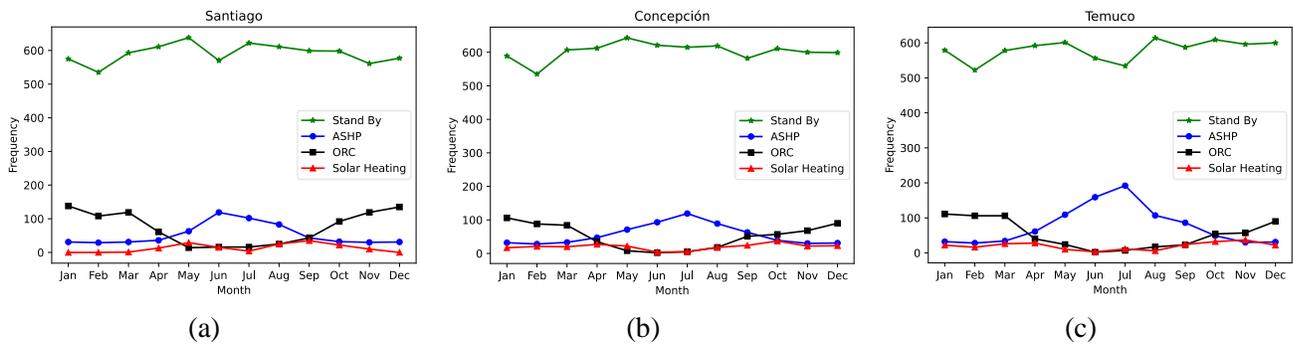


Figura 46: Frecuencia de los modos de funcionamiento del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Al excluir el modo *Stand By*, se obtienen las distribuciones de la Figura 47. Debido al criterio utilizado para el sistema de control, durante los meses de verano se prefiere la utilización de los colectores solares en la generación mediante el ORC, lo cual incide también en que la fracción solar de los colectores sea baja e incluso nula durante ese periodo (véase la Figura 54). Todas las ciudades poseen un comportamiento similar, pero Temuco al tener mayores demandas requiere de mayores horas de gasto energético (ASHP).

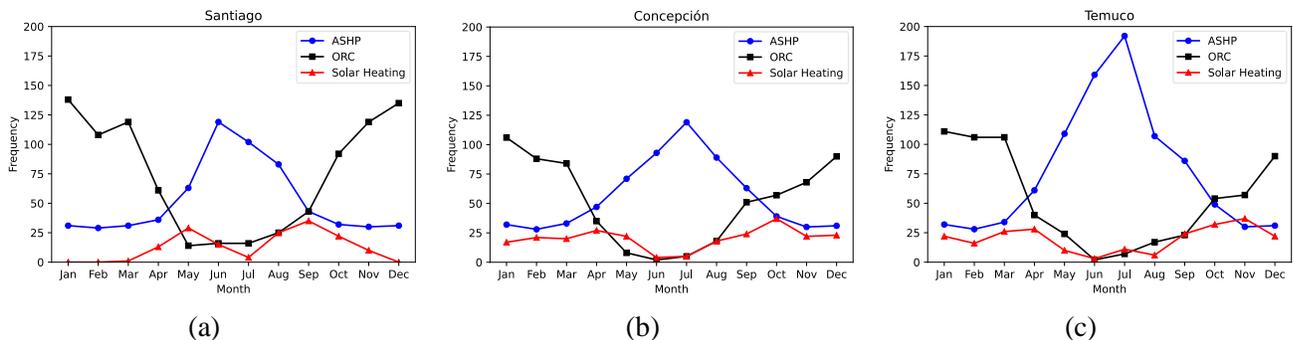


Figura 47: Frecuencia de los modos de funcionamiento del sistema excluyendo el modo de espera. Fuente: Elaboración propia

La Figura 48 muestra la variación de las temperaturas del agua en el estanque a lo largo del año, demarcándose por una línea punteada la primera hora de cada mes. Como se describió en el diseño del sistema, el *set point* del estanque está en los 55°C (328.15 K), activándose la circulación por el

intercambiador helicoidal (*hell*) al bajar de dicha cifra. Se observa que el sistema puede controlar de buena manera las fluctuaciones en la demanda, satisfaciéndola en su totalidad en Santiago y Concepción y sin exceder la temperatura límite de 60°C , evitando riesgo de quemaduras en los usuarios. Un caso especial es Temuco, ya que la simulación muestra ciertos puntos de interés.

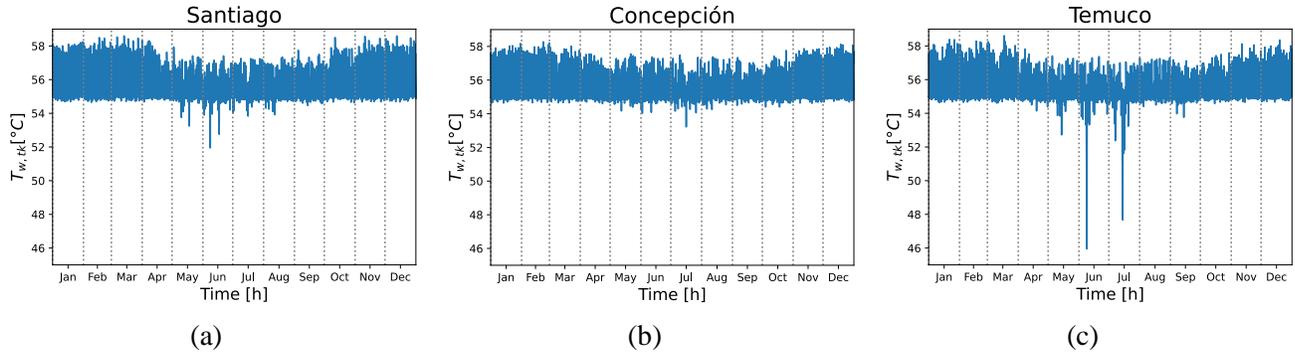


Figura 48: Temperaturas en el estanque durante el año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 49 se muestran tres semanas de la simulación. La parte (a) muestra la temperatura del estanque entre el 6 y el 12 de febrero para las tres ciudades. Se observa que las tres ciudades presentan una conducta similar, principalmente debido a que las demandas de ACS poseen un orden de magnitud similar entre sí (la calefacción está apagada en ese periodo). La parte (b) y (c) corresponden a los puntos de menor temperatura en la ciudad de Temuco, por ser la ciudad de mayores demandas térmicas. La semana del 4 al 10 de junio representa al periodo de menor capacidad de cobertura, en ese momento las temperaturas ambiente son menores, y en consecuencia la ASHP (que comprende el mayor aporte en Temuco) disminuye su capacidad. Por otro lado, durante la semana de mayor demanda el momento más frío es cercano a los 48°C , 3 grados sobre los 46°C del punto antes analizado. Dichos mínimos podrían ser mejorados al disminuir el paso de la simulación (actualmente cada 1 hora) a 15 minutos, provocando periodos de enfriamiento más cortos.

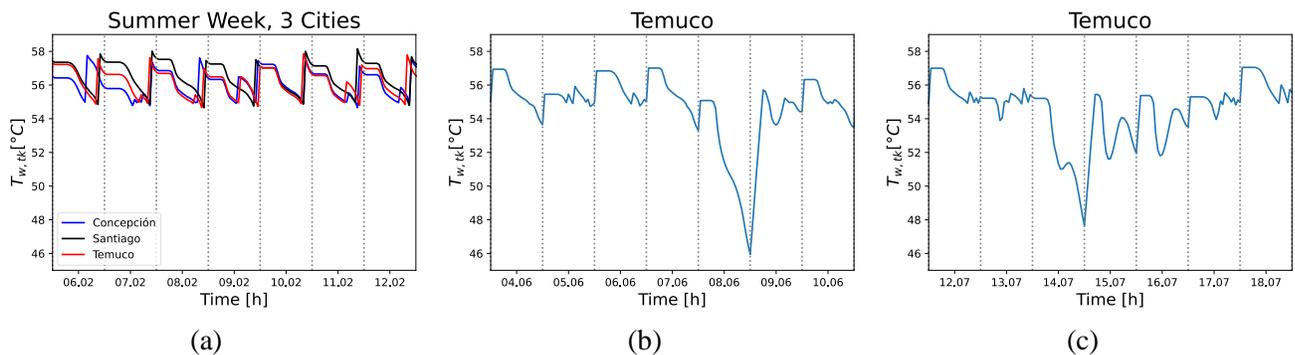


Figura 49: Comportamiento de las temperaturas en el estanque durante distintas semanas: (a) Verano en las tres ciudades, (b) Semana de menor capacidad de cobertura en Temuco (04.06 al 10.06), (c) Semana de mayor demanda térmica en Temuco (12.07 al 18.07).

La Figura 50 muestra el COP de la bomba de calor durante todo el periodo en las tres ciudades. Como era de esperar, la ASHP tendrá un mejor desempeño durante los periodos de mayores

temperaturas, yendo desde los 4.5 en el verano hasta alcanzar valores cercanos a 2 durante el invierno.

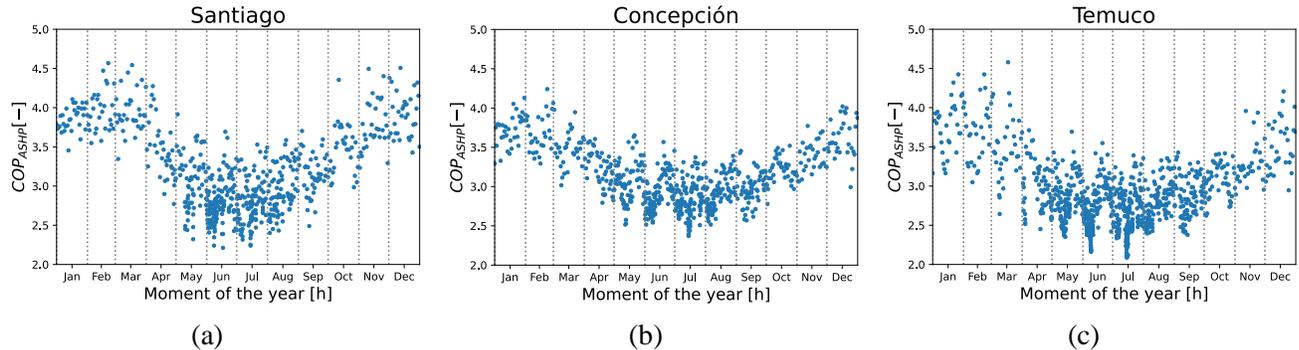


Figura 50: COP instantáneo durante el año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.

El SPF de la bomba de calor, mostrado en la Figura 51 sigue la misma lógica del COP. Al comparar las tres ciudades se observa que todos tienen órdenes de magnitud similares, pero Santiago posee en la mayor parte del tiempo el mejor indicador. Al ser un indicador basado en la energía necesaria y el efecto útil producido, los valores de invierno tendrán un mayor peso que los de verano en el SPF anual (véase la Tabla 25), debido a que las mayores demandas se concentran en ese periodo.

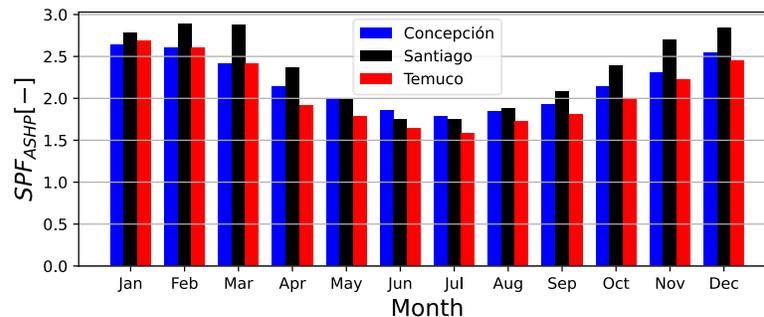


Figura 51: SPF mensual de la bomba de calor en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.

Como se mencionó anteriormente en la Figura 47, los periodos de mayor radiación solar concentran la generación del ORC. Se observa que en todas las ciudades el rendimiento del ciclo está entre un 0 y un 8%. Incluso en los meses de invierno se tienen rendimientos similares a una menor frecuencia. Esto se debe a la condición de 75°C fijada en el sistema de control.

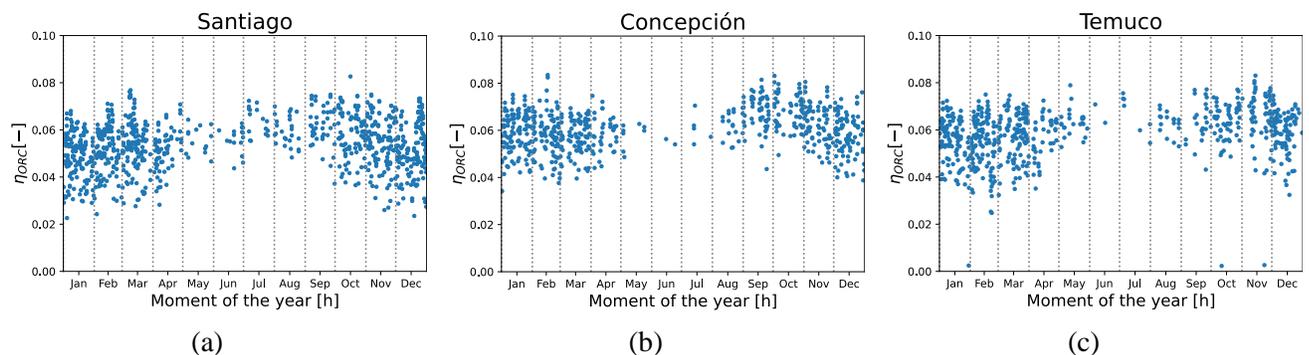


Figura 52: Rendimiento del ORC durante todo el año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.

El rendimiento estacional de las distintas ciudades, mostrado en la Figura 53, evidencia su dependencia con la temperatura de condensación y, en consecuencia, con la temperatura del aire ambiente, que al estar más frío requiere de menor potencia en la bomba. Del mismo modo, las radiaciones solares incidentes no fueron lo suficientemente altas como para calentar la mezcla de agua-glicol por sobre los 88°C, por lo que la mayoría de las expansiones fueron húmedas.

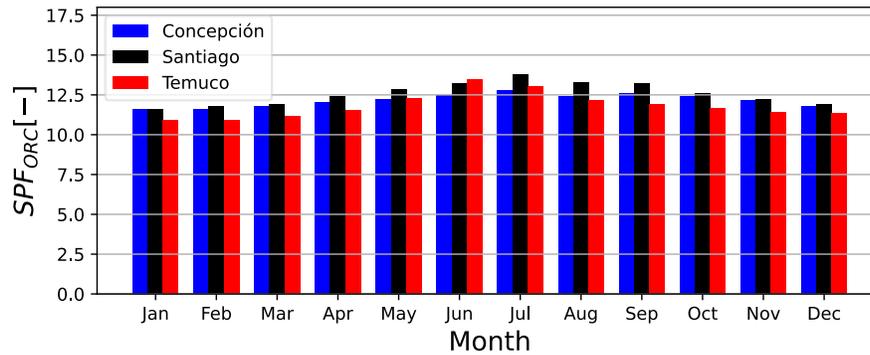


Figura 53: SPF del ORC durante los distintos meses del año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.

Como se mencionó anteriormente, el sistema de control impone el funcionamiento del ORC por sobre el almacenamiento en el estanque desde los colectores solares. Por ello, como se muestra en la Figura 54, en Santiago todas las horas disponibles en verano son utilizadas por el ORC, y en consecuencia, la fracción solar entre diciembre y febrero en esa ciudad es nula. Esto implica que existe un margen de mejora en el planteamiento del sistema de control para futuras modelaciones, porque la potencia requerida por la ASHP para calentar el agua en el estanque puede ser mayor a la requerida al usar el conjunto de colectores en ese periodo. Esto último resultaría en una mayor fracción solar y en un menor consumo eléctrico. Temuco y Concepción en tanto, poseen fracciones solares similares durante todos los meses, alcanzando ambas su máximo aporte en noviembre.

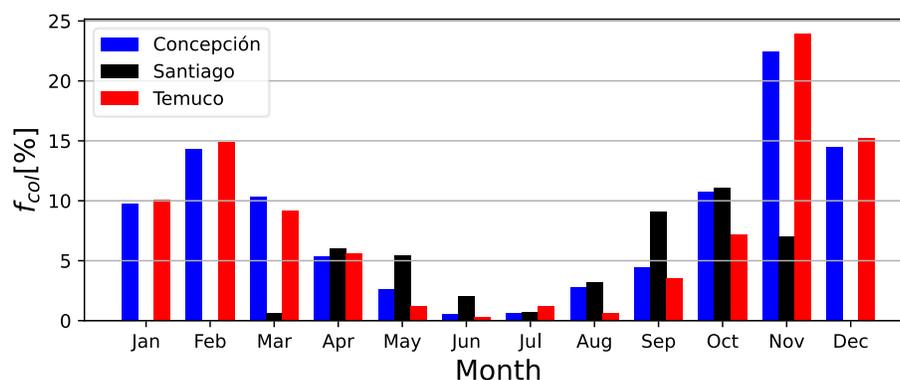


Figura 54: Fracción solar de los colectores durante los distintos meses del año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.

Al analizar el funcionamiento del sistema según la ecuación (58), se llega a los resultados de la Figura 55, que muestra el SPF del conjunto para cada mes en las tres ciudades. Los máximos se dan en los meses en los que aumenta la participación del modo *Solar Heating*, principalmente porque ellos requieren de poca electricidad para su funcionamiento. Por otro lado, el ORC aumenta

ligeramente el SPF del ciclo durante todos los meses, debido a su generación, mientras que el modo de bomba de calor, al ser el más utilizado en invierno, disminuye el SPF de esos meses. La ciudad de mejor rendimiento estacional anual es Santiago, a pesar de tener una menor participación de los colectores en el calentamiento del estanque.

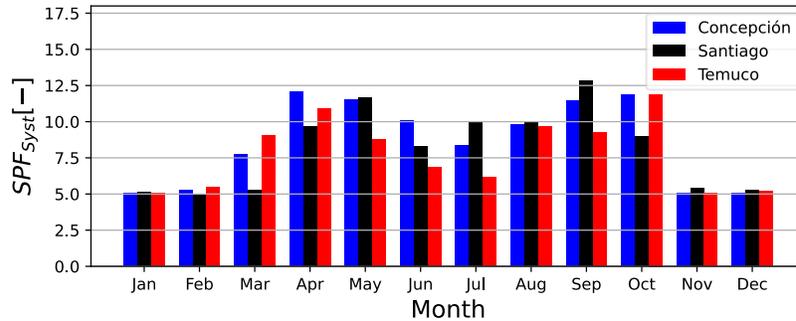


Figura 55: SPF del sistema durante los distintos meses del año en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 25 muestra el resumen de los distintos indicadores calculados para las tres ciudades, así como las demandas de energía térmica E_{th} , energía eléctrica consumida por los habitantes del edificio $E_{el,cons,base}$, energía consumida por el sistema en un año $E_{el,cons,Syst,y}$, y energía neta producida en el ORC $E_{el,prod,y}$. En base a estos resultados, se puede determinar el potencial del edificio para ser del tipo energía neta cero. Se observa que en todas las ciudades el potencial es muy bajo, siendo el máximo en Santiago, con un 2.1%.

Tabla 25: Resumen de indicadores anuales y resultados de la simulación en las tres ciudades. Fuente: Elaboración propia.

Ciudad	Santiago	Concepción	Temuco
$E_{th} [kWh]$	113816	130995	152304
$E_{el,cons,base} [kWh]$	41266	41266	41266
$E_{el,cons,Syst,y} [kWh]$	13887	14844	20052
$E_{el,prod,y} [kWh]$	1202	842	813
$\overline{COP}_{ASHP,y} [-]$	3.19	3.11	2.90
$SPF_{ASHP,y} [-]$	2.14	2.04	1.85
$\overline{\eta}_{ORC,y} [-]$	0.054	0.061	0.059
$SPF_{ORC,y} [-]$	12.2	11.9	11.3
$f_{col,y} [\%]$	3.74	4.38	3.53
$SPF_{Syst,y} [-]$	9.36	8.97	7.92
$NZEB_{potential} [\%]$	2.18	1.50	1.33

La Tabla 26 muestra un análisis adicional del sistema en base a los factores de emisión enunciados en el capítulo anterior. Se presentan tres alternativas de calderas convencionales (a gas natural, petróleo y pellets, para ACS y calefacción) utilizadas en edificios residenciales y una cuarta alternativa utilizada actualmente por algunos de los residentes del edificio (estufas eléctricas individuales, sólo para calefacción). A partir de las demandas térmicas de cada ciudad se calculan las emisiones que se podrían evitar al ocupar el sistema frente a las alternativas, así como las

emisiones equivalentes debido a la electricidad importada desde la red eléctrica nacional. Al tener una mayor demanda térmica, la ciudad de mayores emisiones evitadas en todos los casos es Temuco, y la de menores emisiones Santiago, quedando Concepción entre ambas. De las tres opciones de caldera, la de pellets sería la de mayores emisiones de CO y MP₁₀, con valores de hasta 10.8 toneladas de MP₁₀ y 37.9 toneladas de CO, sin embargo, las otras dos opciones son las que mayormente se utilizan en sistemas centralizados de edificios residenciales. La caldera de petróleo emite mayores cantidades de MP₁₀ y menores de CO en comparación con las de gas natural. Por otro lado, dentro de las alternativas más utilizadas entre los habitantes del edificio están las estufas eléctricas, cuyas emisiones de CO₂ son mucho mayores a las requeridas por el sistema propuesto en cada ciudad.

Tabla 26: Emisiones anuales evitadas al comparar el sistema con otras alternativas y emisiones equivalentes del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Ciudad	Santiago	Concepción	Temuco
$Em_{evit,CO,GN} [Ton CO]$	13.5	15.5	18.0
$Em_{evit,CO,oil} [Ton CO]$	5.87	6.76	7.85
$Em_{evit,CO,pel} [Ton CO]$	28.3	32.6	37.9
$Em_{evit,MP10,GN} [Ton MP_{10}]$	0.07	0.07	0.09
$Em_{evit,MP10,oil} [Ton MP_{10}]$	0.41	0.47	0.55
$Em_{evit,MP10,pel} [Ton MP_{10}]$	8.05	9.27	10.8
$Em_{evit,MP10,electric\ heater} [Ton CO_2]$	24.0	28.7	34.9
$Em_{CO_2,Syst} [Ton CO_2]$	4.17	4.46	6.03

Se podría realizar una mejor comparación al obtener el dato de las emisiones de CO y MP₁₀ asociadas a la generación de la red, lo cual quedará para futuras investigaciones.

CAPÍTULO 4: Conclusiones y perspectivas

En la presente memoria se determinó el potencial de un edificio de satisfacer su demanda energética, la cual fue desglosada en tres principales usos: calefacción, agua caliente sanitaria y electricidad, y aplicada en tres ciudades: Santiago, Concepción y Temuco.

Las demandas térmicas (calefacción y ACS) determinadas por ciudad fueron de 113816 [kWh] para Santiago, 130995 [kWh] para Concepción y 152304 [kWh] para Temuco. Mientras que para las demandas eléctricas se utilizó un valor de 41266 [kWh] en todas las ciudades.

Los modelos se implementan en Python de forma modular. De entre ellos se logra validar el modelo del compresor Scroll, mientras que la validación de los intercambiadores de calor será realizada en el trabajo posterior a este. Se propone un sistema de control capaz de conmutar el funcionamiento del sistema en 3 modos, *Solar Heating*, *ASHP* y *ORC*, además del modo *Stand By*.

De acuerdo a los resultados, en la mayoría de los casos, la ciudad de mejor desempeño fue Santiago, debido a la importancia de la temperatura ambiente en la bomba de calor, lo cual incide en menores costos eléctricos del compresor. En cuanto a los indicadores instantáneos, se obtuvieron rendimientos del ORC aceptables al ser comparados con el análisis bibliográfico (entre 0 y 8%) y COP de la bomba de calor dentro de los límites esperables para un equipo de potencias mayores a 80 [kW]. Pasando a los indicadores estacionales y en concordancia con los resultados del COP, el SPF de la ASHP obtuvo su máximo en los meses de verano en todas las ciudades (entre 2.8 y 2.4), y mínimos en los meses de invierno (entre 2.0 y 1.5). El ORC, al tener una condición mínima fija en el sistema de control (temperatura de la fuente superior a 75°C), mantuvo sus SPF entre 13 y 11 para todos los meses, teniendo un ligero aumento en los meses de invierno debido a las menores temperaturas de la fuente y pozo del ciclo y en consecuencia un menor trabajo requerido en la bomba y el ventilador. Las fracciones solares del colector solar se vieron mermadas en los meses de verano por la utilización de dicho calor para la generación eléctrica en el ORC, alcanzando su máximo en noviembre para Temuco (22.5) y Concepción (24) y en octubre para Santiago (15). El análisis del sistema completo presenta un comportamiento que se rige por la ASHP, siendo aumentado ligeramente por la generación del ORC y el aporte de los colectores. Con respecto a la hipótesis, el sistema logra satisfacer las demandas térmicas, pero no las eléctricas.

Finalmente se determina que el potencial del edificio de ser NZEB es bajo en las tres ciudades, bordeando entre el 1 y 2%, lo cual podría ser mejorado utilizando colectores sin inclinación, permitiendo aumentar la radiación solar absorbida y también los costos asociados. Otra opción de mejora sería una reducción de la demanda eléctrica identificando la porción utilizada actualmente para calefacción mediante estufas eléctricas o bien reemplazar las luminarias por unas de menor consumo, según indica la Figura 13. El paso a seguir sería el refinamiento del sistema de control e identificar el punto de menor consumo, pudiendo reducir los consumos eléctricos de la bomba de calor en los meses de mayor radiación solar, aumentando las fracciones solares en dichos meses.

Se calculan las emisiones de CO y MP₁₀ evitadas al implementar el sistema para la satisfacción de las demandas térmicas al ser comparado con calderas de gas natural, petróleo y pellets. Dichas emisiones dependen únicamente de la energía final a entregar, por lo que evidentemente Temuco será la ciudad más beneficiada (evitando anualmente entre 7.85 y 37.9 [Ton CO] y entre 0.09 y 10.8

[Ton MP₁₀]), seguida de Concepción y finalmente Santiago. De entre las referencias, una caldera a pellets sería la más contaminante en ambas emisiones, mientras que una caldera de gas natural emitiría mayores cantidades de CO que una de petróleo, tendencia que se invierte al analizar las emisiones de MP₁₀. Además, se calculan las emisiones de CO₂ equivalentes en base al factor de emisiones promedio del SIC del año 2022, las cuales, con un valor de entre 4 y 6 [Ton CO₂] al año, evidentemente resultan mucho menores que las de un calefactor eléctrico convencional (entre 24 y 35 [Ton CO₂] anuales).

Perspectivas

Dentro de las mejoras al sistema, se encuentran las siguientes:

- Validación de los modelos de los intercambiadores de calor a través de catálogos de fabricantes
- Utilización de correlaciones empíricas para el modelado de las caídas de presión en los distintos equipos
- Utilización de un modelo semi empírico para el funcionamiento del ventilador de la bomba de calor
- Implementación de un cuarto modo de funcionamiento de bomba de calor solar (*Solar Heat Pump*), que pueda disminuir la energía requerida en el compresor y funcione a temperaturas de la mezcla agua-glicol intermedias
- Mejorar el sistema de control para maximizar la generación y los SPF del sistema
- Determinar los contaminantes equivalentes de la red eléctrica del SIC (CO y MP₁₀)
- Determinación de los costos de operación del sistema en cada ciudad

Referencias

- [1] Corporación de Desarrollo Tecnológico, Resumen Ejecutivo de Usos de Energía de los Hogares Chile 2018, Santiago: In Data SpA, 2018.
- [2] Registro de Emisiones y Transferencias de Contaminantes, «Informe Consolidado de Emisiones y Transferencias de Contaminantes: 2005 - 2019,» Ministerio del Medio Ambiente, Santiago de Chile, Diciembre de 2021.
- [3] Ministerio del Medio Ambiente, «Informe del Estado del Medio Ambiente: Capítulo 14, Calidad del aire,» Santiago, 2020.
- [4] P. Landrigan, «The Lancet Commission on Pollution and Health,» *The Lancet*, vol. 391, n° 10119, pp. 462-512, 2018.
- [5] H. Ritchie, «Our World in Data,» University of Oxford, 2022. [En línea]. Available: <https://ourworldindata.org/electricity-mix>. [Último acceso: 29 Agosto 2022].
- [6] F. Lopez, «Estrategia de Transición Energética Residencial,» Ministerio de Energía, Santiago, 2020.
- [7] Ministerio de Energía, Transición Energética de Chile - Política Energética Nacional, Santiago, 2021.
- [8] A. Hepbasli, «Energy Conversion,» de *Comprehensive Energy Systems*, Turkey, Elsevier, 2018, pp. 98-125.
- [9] G. Masson, «Trends in Photovoltaic Applications,» International Energy Agency, Manono, RDC, 2021.
- [10] W. Yaici, «Organic Rankine Cycle-Ground Source Heat Pump with Seasonal Energy Storage Based Micro-Cogeneration System in Cold Climates: The Case for Canada,» *Energies - MDPI*, vol. 14, n° 5705, 2021.
- [11] W. Yaïci, «Recent Developments of Combined Heat Pump and Organic Rankine Cycle Energy Systems for Buildings,» *IntechOpen*, 2020.
- [12] H. Yu, «Process integration of organic Rankine cycle (ORC) and heat pump for low temperature waste heat recovery,» *Energy - Elsevier*, vol. 160, pp. 330-340, 2018.
- [13] S. Schimpf y R. Span, «Simulation of a solar assisted combined heat pump-Organic Rankine Cycle-system,» de *World Renewable Energy Congress*, Linköping, Sweden, 2011.
- [14] S. Schimpf y R. Span, «Simulation of a solar assisted combined heat pump – Organic rankine

- cycle system*,» *Energy Conversion and Management, Elsevier*, n° 102, pp. 151-160, 2015.
- [15] S. Schimpf y R. Span, «Techno-economic evaluation of a solar assisted combined heat pump – Organic Rankine Cycle system,» *Energy Conversion and Management, Elsevier*, n° 94, pp. 430-437, 2015.
- [16] O. Dumont, Investigation of a Heat Pump Reversible into an Organic Rankine Cycle and its Application in the Building Sector, PhD thesis, Belgium: University of Liège, 2017.
- [17] O. Dumont, "Design, Modeling, and Performance Optimization of a Reversible Heat Pump/Organic Rankine Cycle System for Domestic Application," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME*, vol. 138, 2015.
- [18] J. Hadorn, Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings, Berlin, Germany: Wilhelm Ernst & Sohn, 2015.
- [19] A. Athienitis, Modeling, Design, and Optimization of Net-Zero Energy Buildings, Ottawa: Ernst & Sohn, 2015.
- [20] F. Tori, «Potential of Mid-Rise Social Residential Buildings to Reach Net Zero Energy Building Standard in Two Different Climates of Chile,» de *Proceedings of the 16th IBPSA Conference*, Rome, Italy, 2019.
- [21] D. Da Costa, «Cost-optimal nZEB reform strategies and the influence of building orientation for Mediterranean university buildings: case study of the University of Málaga,» *Heliyon*, vol. 8, 2022.
- [22] N. Huneus, «Informe a las Naciones: El Aire que respiramos: Pasado, Presente y Futuro. Contaminación Atmosférica por MP2.5 en el Centro y Sur de Chile,» Center for Climate and Resilience Research,, Santiago, 2020.
- [23] Ministerio de Vivienda y Urbanismo, «Estadísticas Habitacionales a partir del Censo de 2017 - Tipología de viviendas particulares por región, comuna y zona; Viviendas y Población, según zona y comuna,» Observatorio Urbano, Santiago, 2017.
- [24] Universidad Católica de Chile, «Cartografía interactiva de los climas de Chile,» Departamento de Geografía, 2005. [En línea]. Available: http://www7.uc.cl/sw_educ/geografia/cartografiainteractiva/Inicio/Paginas/UntitledFrameset-1.htm. [Último acceso: 7 Octubre 2022].
- [25] Meteotest, *Meteonorm 8, Global Meteorological Database, Software and Data for Engineers, Planers and Education*, 2021.
- [26] CitecUBB, «Peritaje Técnico para evaluar Desempeño Higrotérmico y Acústico de Departamentos pertenecientes al Conjunto Habitacional Altos del Valle, Comuna de

Concepción,» Concepción, 2021.

- [27] Instituto Nacional de Normalización, *Norma Chilena Oficial 853of2007 - Acondicionamiento térmico - Envoltente térmica de edificios - Cálculo de resistencias y transmitancias térmicas*, Santiago: INN, 2007.
- [28] J. Vega y C. Cuevas, Modelo de desempeño de un sistema combinado solar y de bombas de calor para calefacción y agua caliente sanitaria en un complejo residencial, Concepción: Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, 2017.
- [29] Klein, S.A. et al, *TRNSYS 16: A Transient System Simulation Program*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA, 2015.
- [30] X. Liang, «Comparison of building performance between Conventional House and a Passive House in the UK,» de *9th International Conference on Applied Energy*, Cardiff, 2017.
- [31] Corporación de Desarrollo Tecnológico , *Sistemas Solares Térmicos II - Guía de Diseño e Instalación para Grandes Sistemas de Agua Caliente Sanitaria*, Santiago, 2010.
- [32] A. Perez-Fargallo, «Domestic hot water consumption prediction models suited for dwellings in central-southern parts of Chile,» *Journal of Building Engineering*, vol. 49, n° 104024, 2022.
- [33] K. Ahmed, P. Pylsy y J. Kurnitski, «Hourly consumption profiles of domestic hot water for different occupant groups in dwellings,» *Solar Energy*, vol. 137, pp. 516-530, 2016.
- [34] M. Rojas Aravena, *Elaboración de perfiles de demanda a nivel distribución para efectos de consideración en planificación energética de largo plazo*, Santiago: Universidad de Chile, 2019.
- [35] R. Moreno y M. Sánchez-López, «The diverse impacts of COVID-19 on electricity demand: The case of Chile,» *International Journal of Electrical Power and Energy Systems*, vol. 138, n° 107883, 2022.
- [36] I. Bell, J. Wronski, S. Quoilin y V. Lemort, «Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,» *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, n° 6, pp. 2498-2508, 2014.
- [37] ASHRAE, *Handbook of Fundamentals (SI Edition)*, USA: ASHRAE Inc., 2017.
- [38] J. Duffie, W. Beckman y N. Blair, *Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind*, New Jersey: Wiley & Sons, 2020.
- [39] R. Dickes, Charge-sensitive methods for the off-design performance characterization of organic Rankine cycle (ORC) power systems. PhD Thesis., Liege, Belgium: Thermodynamics Laboratory, Aerospace and Mechanical Engineering Department of the Faculty of Applied Sciences, University of Liege, 2019.

- [40] VDI (Verein Deutscher Ingenieure), VDI Heat Atlas - Wärmetlas. 2nd Edition., Heidelberg: Springer, 2010.
- [41] Fernández-Seara, «Thermal Analysis of a Helically Coiled Tube in a Domestic Hot Water Storage Tank,» de *5th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Sun City, South Africa, 2007.
- [42] ASHRAE, HVAC Systems and Equipment, 2000.
- [43] J. Lebrun, Hvac 1 Toolkit: A Toolkit for Primary Hvac System Energy Calculation., ASME, 1999.
- [44] C. Cuevas, Contribution to the modelling of refrigeration systems. PhD Thesis., Liège: Université de Liège, 2006.
- [45] A. Casasso, «Environmental and Economic Benefits from the Phase-out of Residential Oil Heating: A Study from the Aosta Valley Region (Italy),» *MDPI, Sustainability*, 2019.
- [46] C. N. d. I. Energía, «Energía abierta,» [En línea]. Available: <http://energiaabierta.cl/visualizaciones/factor-de-emision-sic-sing/>. [Último acceso: 20 Enero 2023].
- [47] M. M. Shah, Two-Phase Heat Transfer, John Wiley & Sons Ltd., 2021.
- [48] M. Shah, «Heat transfer during condensation in corrugated plate heat exchangers,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 127, p. 180193, 2021.
- [49] R. Amalfi, «Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: Review and experimental database,» *International journal of refrigeration*, vol. 61, pp. 166-184, 2016.
- [50] R. Amalfi, «Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods,» *International journal of refrigeration*, vol. 61, pp. 185-203, 2016.
- [51] J. Dong, «Experimental investigation on heat transfer characteristics of plate heat exchanger applied in organic Rankine cycle (ORC),» *Applied Thermal Engineering*, vol. 112, pp. 1137-1152, 2017.
- [52] O. Dumont, "Performance Comparison of Two Types of Technologies Associated with a Positive Energy Building: A Reversible Heat Pump/Orc Unit and a Heat Pump Coupled With PV Panels," *International Solar Energy Society*, 2015.

Anexo A: Estadísticas asociadas a la definición del problema

La Figura 56 muestra las emisiones de material particulado fino y grueso durante el 2019. En ambos casos, la mayor fuente corresponde a combustión de leña residencial

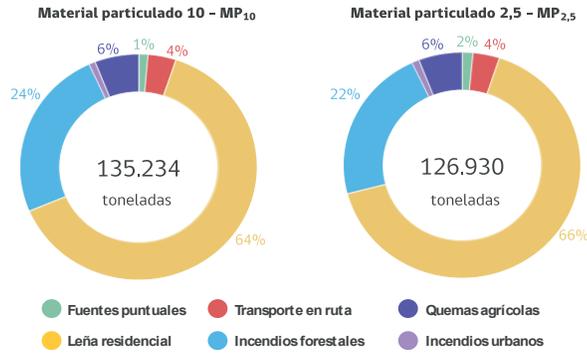


Figura 56: Emisiones de material particulado fino y grueso durante el año 2019. Fuente: RETC 2021 [2].

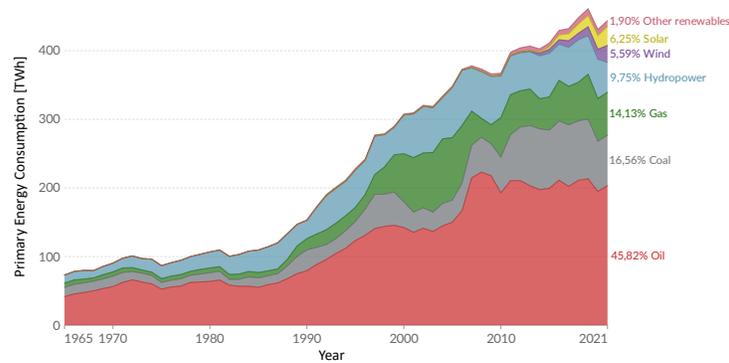


Figura 57: Fuentes energéticas utilizadas en Chile desde 1965 hasta el 2021. Fuente Our World in Data [5].

Anexo B: Planos del edificio

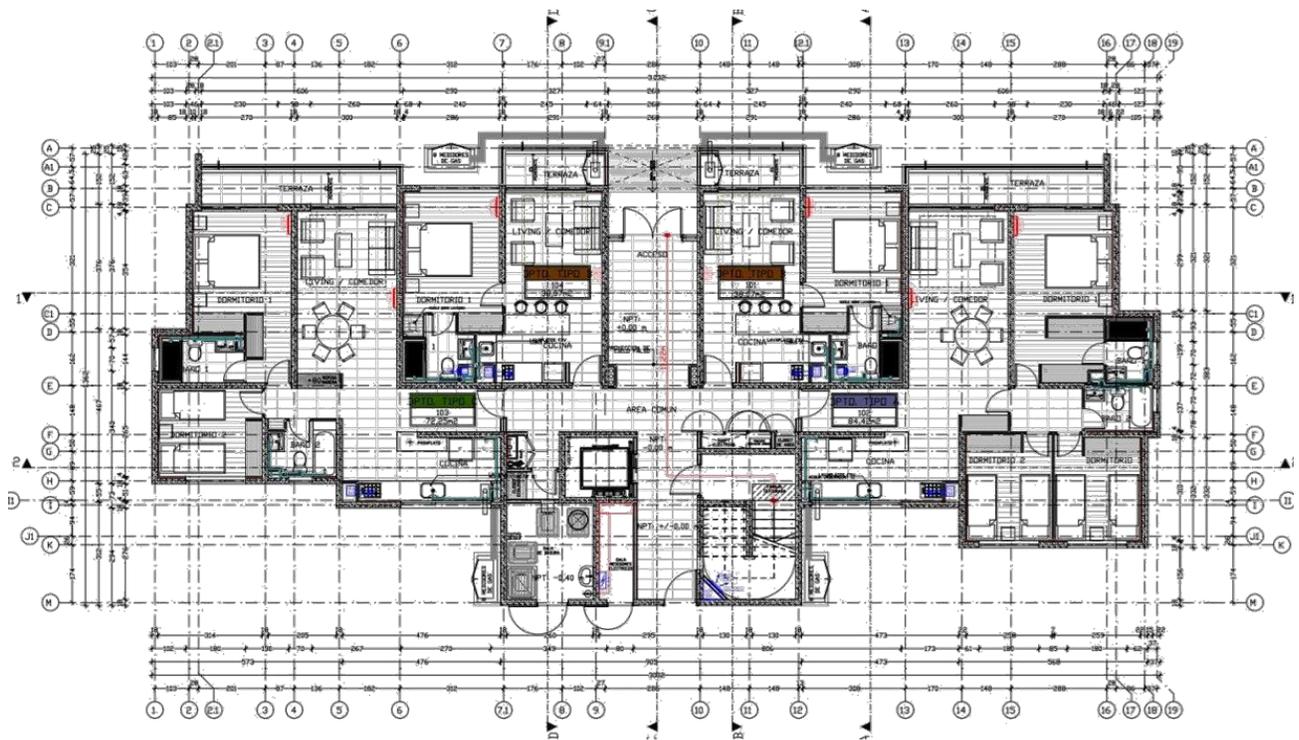


Figura 58: Vista de planta del primer piso del edificio. Fuente: [26].



Figura 59: Vista de elevación posterior y frontal del edificio. Fuente: [26].

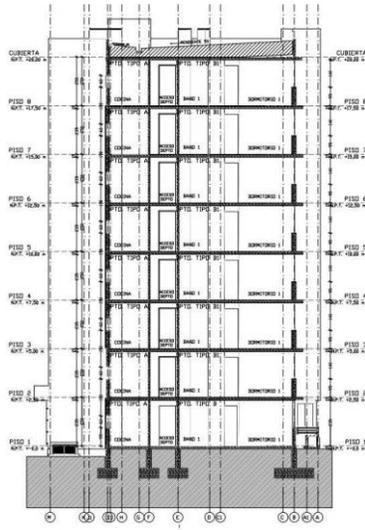


Figura 60: Corte A-A de la Figura 58. Fuente: [26].

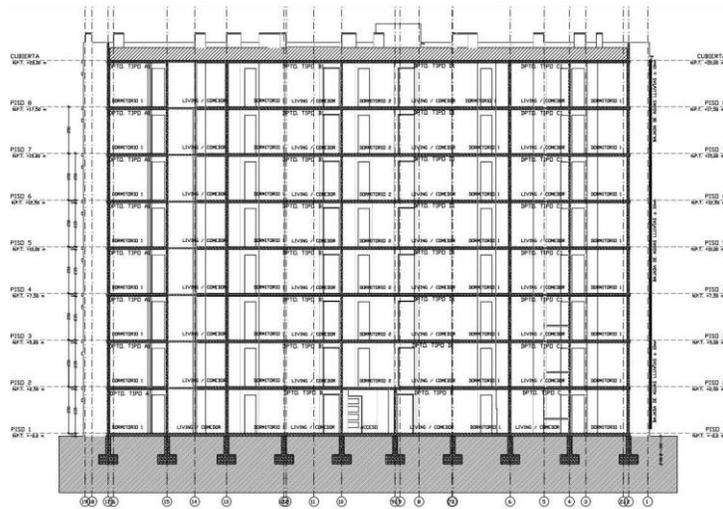


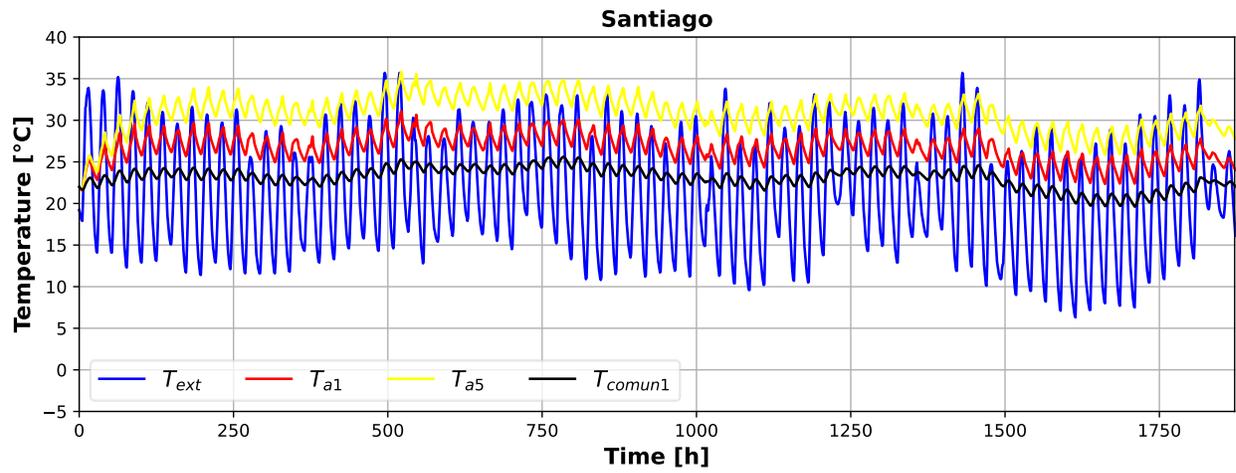
Figura 61: Corte B-B de la Figura 58. Fuente: [26].

Anexo C: Caracterización experimental de los ocupantes del edificio y su comportamiento entre el 28.11.2022 y el 26.12.2022

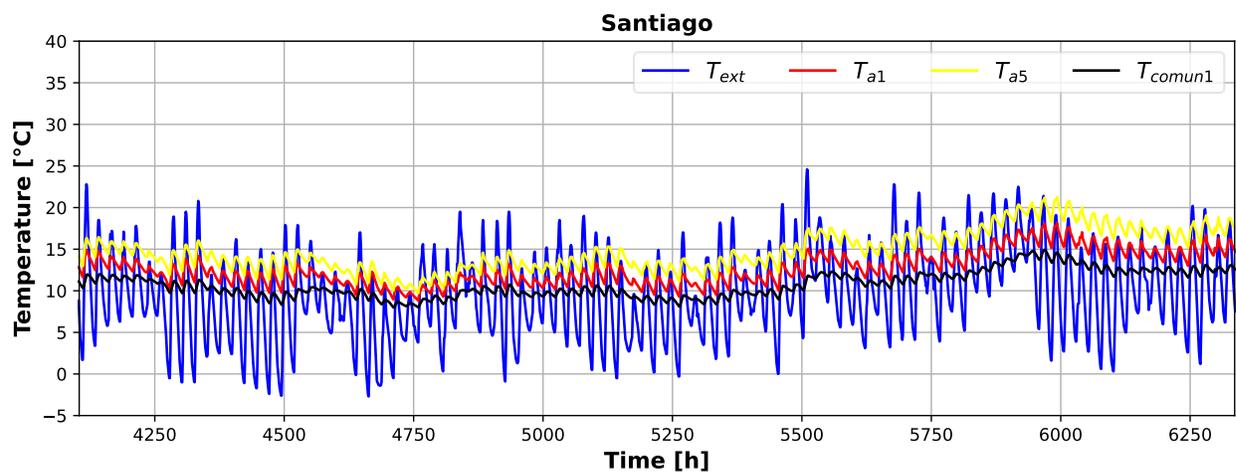
La Tabla 27 muestra los resultados de la caracterización del comportamiento de los ocupantes del edificio elaborada a partir del registro de los valores de consumo de electricidad y gas natural de cada uno de los 32 departamentos de la torre A. Las mediciones fueron realizadas los lunes de cada semana a las 07:20 AM entre el 28 de noviembre y el 26 de diciembre de 2022. Adicionalmente, para tener un valor comparable a los consumos por persona documentados en el inciso (2.3) de la presente memoria, se consultó a los habitantes del edificio por la cantidad de personas que habitaban cada departamento. En la Tabla 27 aquellas casillas ennegrecidas indican que los encuestados prefirieron no colaborar por razones de privacidad, en vista de ello y considerando que el promedio de habitantes en el resto de los departamentos es de 2 personas en cada uno, se obtiene que en el edificio habitarían 64 personas en total.

Piso	Tipo de departamento	N° de Habitantes		Consumo eléctrico en 4 semanas [kWh]	Consumo GN en 4 semanas [m ³]
		Reales	Plan		
1	B	1	2	143	2
	A	4	6	112	11
	C	3	4	124	7
	B	1	2	32	3
2	B	1	2	33	2
	A	4	6	102	13
	C	2	4	147	5
	D	2	4	78	4
3	B		2	83	8
	A	3	6	185	21
	C		4	107	10
	D		4	88	9
4	B		2	104	13
	A	3	6	183	18
	C	2	4	108	17
	D	2	4	83	3
5	B	1	2	48	4
	A		6	45	3
	C	2	4	120	9
	D	2	4	84	8
6	B	1	2	71	2
	A		6	25	1
	C	2	4	103	7
	D	1	4	0	0
7	B	2	2	93	6
	A		6	150	4
	C	1	4	105	4
	D	1	4	46	3
8	B		2	113	10
	A		6	66	10
	C	3	4	11	0
	D	2	4	50	8
Suma		46	126	2836	229
Promedio		2.0	3.9	89	7
Total, considerando promedio		64	126		

Anexo D: Temperaturas del edificio sin calefacción



(a)



(b)

Figura 62: Comportamiento de las temperaturas en tres zonas térmicas comparadas con la temperatura exterior en Santiago (a) entre el 1 de enero y el 16 de marzo y (b) entre el 25 de junio y el 18 de septiembre.

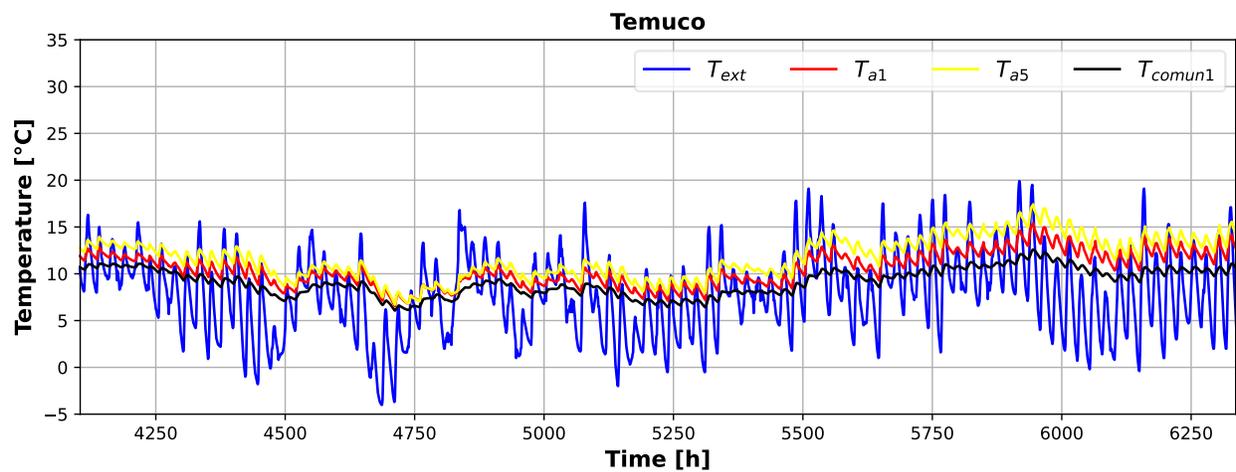
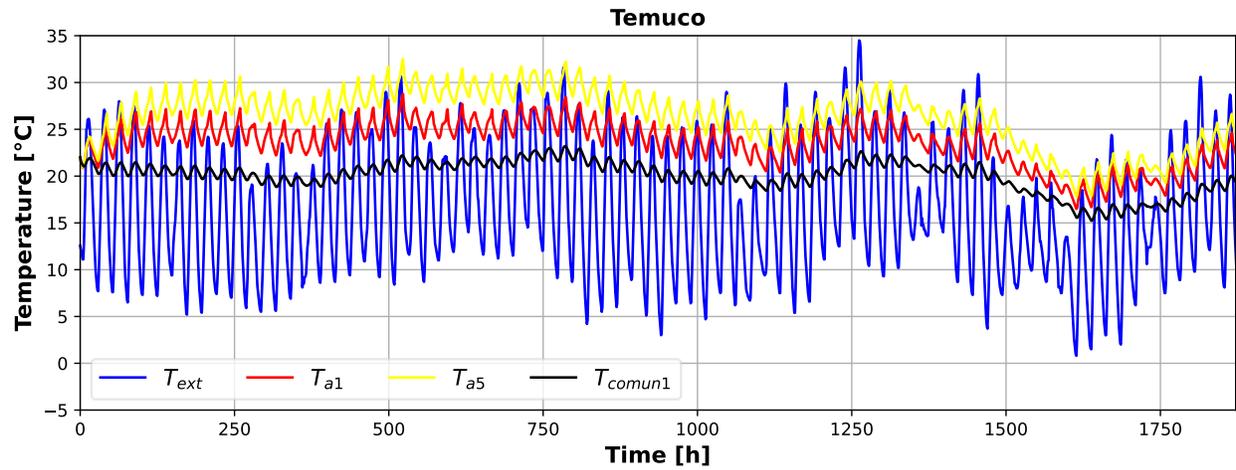


Figura 63: Comportamiento de las temperaturas en tres zonas térmicas comparadas con la temperatura exterior en Temuco (a) entre el 1 de enero y el 16 de marzo y (b) entre el 25 de junio y el 18 de septiembre.

Anexo E: Comparación entre el perfil propuesto por la CDT y el perfil de Ahmed

En la Figura 64 se observa la comparación entre los perfiles de Ahmed y de la CDT. Ambos perfiles suman el 100% del consumo diario, pero poseen una distribución diferente asociada al comportamiento de sus habitantes. Ambos perfiles poseen dos horarios de máxima demanda, uno durante la mañana y otro en la noche, sin embargo, el perfil de la CDT no considera una diferenciación entre los días de semana y fines de semana. Para Ahmed, durante los días de semana el mayor consumo se da entre las 7 y las 9 de la mañana, los fines de semana en cambio, el consumo se retrasa y se distribuye entre las horas posteriores. El perfil de la CDT considera que el peak nocturno es el de mayor consumo, dándose entre las 18 y las 22 horas con magnitudes relativamente similares a las del perfil finlandés.

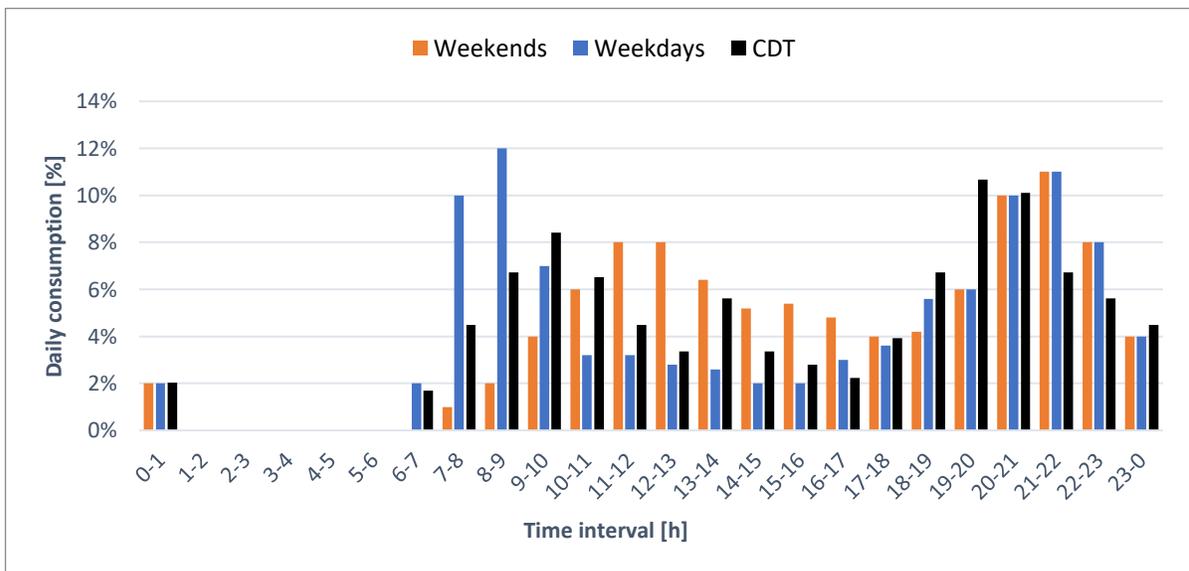


Figura 64: Comparación entre los perfiles horarios de ACS de Ahmed y de la CDT. Fuente: Elaboración propia.

Anexo F: Modos de funcionamiento del sistema reversible

A continuación, se muestran los esquemas del funcionamiento del sistema reversible bajo distintos modos de control. La dirección del flujo se representa con flechas, en línea punteada se muestran los equipos y tuberías inactivas, mientras que las válvulas ennegrecidas representan el paso del fluido a través de ellas. Se asume que en el estanque de almacenamiento la temperatura de consumo de ACS (55°C) será mayor a la del circuito de calefacción.

La Figura 65 muestra el modo de calefacción solar directa (Direct Solar Heating), el cual funcionará siempre que la radiación solar pueda satisfacer por completo la demanda de calor sin ayuda de la bomba de calor, por lo que este debería ser el modo de menor consumo eléctrico. Se requiere de un intercambiador dentro del estanque ya que en caso de usar el intercambiador de placas previo ocurrirían mezclas y fugas de los fluidos de trabajo. La mezcla de agua con anticongelante se impulsa gracias a las bombas de circulación y pasa a través del circuito de colectores solares, y debido a que para este modo las radiaciones serán mayores, su temperatura permitirá la utilización directa para el calentamiento del agua en el estanque.

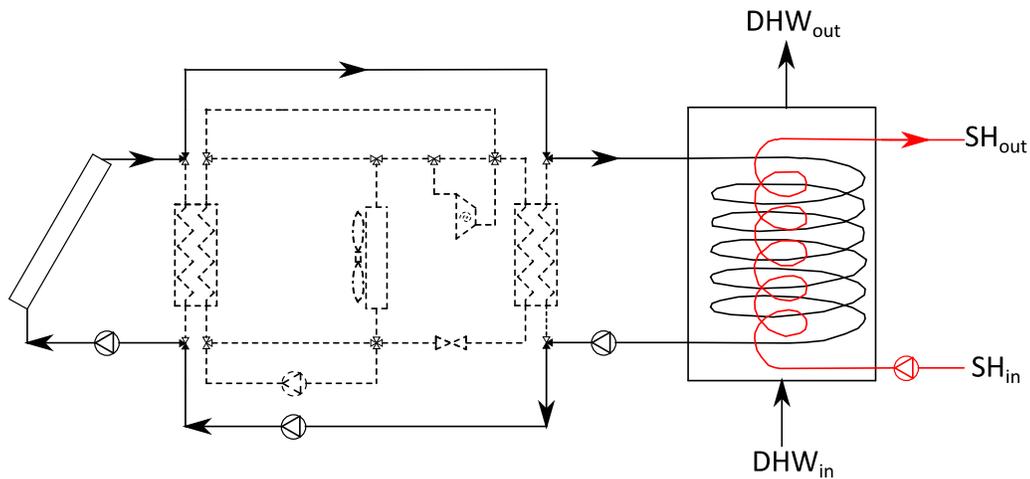


Figura 65: Modo Direct Solar Heating. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 66 muestra el funcionamiento del sistema como bomba de calor aerotérmica (Air Source Heat Pump). Ocurre cuando el calor que es posible extraer del aire es mayor al de la radiación solar. Del mismo modo que anteriormente, el refrigerante absorbe el calor desde el aire en el evaporador, luego pasa por el compresor y disipa la energía térmica en el condensador, el ciclo se repite al disminuir la presión en la válvula de expansión isoentálpica.

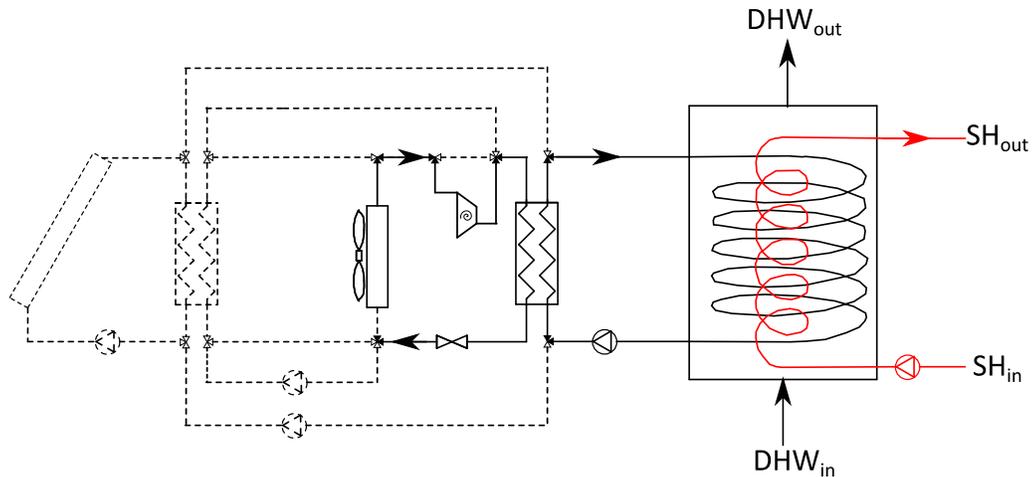


Figura 66: Modo Air Source Heat Pump. Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, cuando el estanque pueda satisfacer por sí solo la demanda de calor, el sistema funcionaría como ORC según lo indicado en la Figura 67. Se impone que el valor mínimo de la temperatura a la salida de los colectores para el funcionamiento bajo este modo sea de 75°C . El refrigerante absorbe la energía térmica entregada por la mezcla de agua con glicol en el evaporador de placas, luego se expande y produce energía en el expansor que tendrá que estar conectado a un alternador. En este caso el intercambiador de calor con el aire funciona como un condensador.

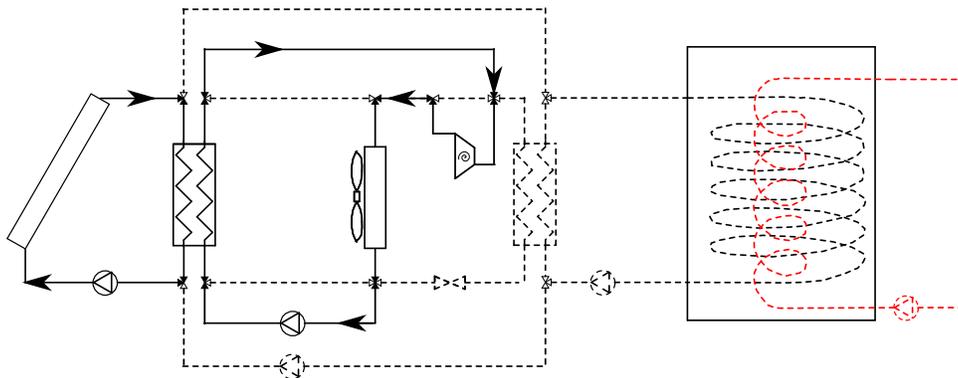


Figura 67: Modo ORC. Fuente: Elaboración propia.

Anexo G: Registro del consumo eléctrico por mes

La Figura 68 muestra el consumo mensual en [kWh] de las tres torres del complejo residencial mostrado en la Figura 69. El diseño arquitectónico de la torre B es igual al de la torre A pero reflejado. La torre C en cambio, posee una mayor superficie y un diseño diferente.

Para el monitoreo del consumo eléctrico se obtuvieron boletas del complejo residencial entre septiembre del 2021 y octubre del 2022, cuyas mediciones se registraron el octavo día de cada mes. Luego, el perfil de consumo eléctrico mensual tiene su máximo en el mes de febrero y el mínimo en julio. La línea punteada roja muestra el inicio del año y la barra negra corresponde al valor promedio de los consumos registrados. El comportamiento es relativamente inesperado teniendo en cuenta que el edificio no cuenta con un sistema de calefacción central y según el estudio de Citec el tipo de calefacción predominante es mediante estufas eléctricas [26]. Algunas de las razones que pueden explicar los mayores consumos en los meses de verano son la utilización de sistemas de aire acondicionado, mayores tiempos de ocupación de los departamentos debido a vacaciones escolares que a su vez producirían un aumento en las horas de consumo de aparatos electrónicos, cuyo aporte es uno de los más significativos según el estudio de la CDT [1].

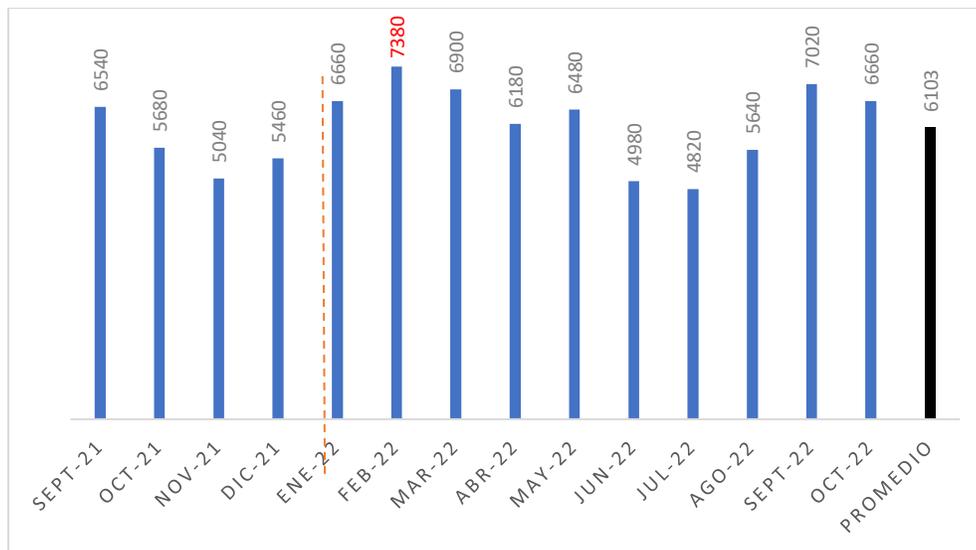


Figura 68: Consumo mensual real en [kWh] de las tres torres del complejo residencial. Fuente: Boletas de CGE.



Figura 69: Vista aérea de las torres del complejo residencial. De derecha a izquierda A, B y C. Fuente: Colección propia.

Anexo H: Fichas técnicas de los equipos seleccionados

Tabla 28: Ficha técnica del intercambiador de calor de placas usado como condensador en la bomba de calor.

Brazed Plate Heat Exchanger (HP Condenser)		
Fabricante y modelo	Alfa Laval AC70X	
N_p	Número de placas	15
$N_{c,hf}$	Número de canales del fluido caliente	15
$N_{c,cf}$	Número de canales del fluido frío	14
ϕ	Factor de alargamiento	1.516
$A_{1,p}$	Área de 1 placa	0.0792 [m ²]
A_{hx}	Área total efectiva	1.1873[m ²]
D_p	Diámetro del puerto	60.1 [mm]
L_p	Altura total	519 [mm]
L_e	Altura efectiva	458.9 [mm]
W	Ancho de la placa	191 [mm]
p_p	Espaciamiento de placas (Plate pitch)	2.07[mm]
t_p	Espesor de placas	0.4 [mm]
b_p	Amplitud de ondulación (Corrugation amplitude)	1.7 [mm]
λ	Espaciamiento de ondulación (Corrugation pitch)	7.3 [mm]
β	Ángulo de Chevron	60 [°]
$\dot{M}_{r,NOM}$	Flujo másico de refrigerante nominal	0.7 [kg s ⁻¹]
$\dot{M}_{gw,NOM}$	Flujo másico de agua-etilenglicol nominal	0.51 [kg s ⁻¹]
\dot{Q}_{NOM}	Potencia nominal	101 [kW]

Tabla 29: Ficha técnica del intercambiador de calor de placas utilizado como evaporador en el ORC y en la SHP.

Brazed Plate Heat Exchanger (ORC and SHP evaporator)		
Fabricante y modelo	Alfa Laval AC70X	
N_p	Número de placas	11
$N_{c,hf}$	Número de canales del fluido caliente	11
$N_{c,cf}$	Número de canales del fluido frío	10
ϕ	Factor de alargamiento	1.516
$A_{1,p}$	Área de 1 placa	0.0792 [m ²]
A_{hx}	Área total efectiva	0.8708[m ²]
D_p	Diámetro del puerto	31.5 [mm]
L_p	Altura total	466 [mm]
L_e	Altura efectiva	434.5 [mm]
p_p	Espaciamiento de placas (Plate pitch)	2.3 [mm]
t_p	Espesor de placas	0.4 [mm]
b_p	Amplitud de ondulación (Corrugation amplitude)	1.7 [mm]
λ	Espaciamiento de ondulación (Corrugation pitch)	7.3 [mm]
β	Ángulo de Chevron	60 [°]
$\dot{M}_{r,NOM}$	Flujo másico de refrigerante nominal	0.2 [kg s ⁻¹]
$\dot{M}_{gw,NOM}$	Flujo másico de agua-etilenglicol nominal	0.2 [kg s ⁻¹]
\dot{Q}_{NOM}	Potencia nominal	36.8 [kW]

Tabla 30: Ficha técnica del intercambiador de calor de tubos aletados usado como evaporador en el modo ASHP y como condensador en el ORC.

Air Source Heat Exchanger (HP Evaporator/ ORC condenser)		
Fabricante y modelo	AlfaBlue Junior AG 632 2BDH – Al 2.1 Cu	
$N_{p,t}$	Número de pasos de los tubos	30
$N_{r,t}$	Número de filas de tubos	6
L_p	Largo de un paso	2080 [mm]
$D_{e,t}$	Diámetro exterior de los tubos	12.7 [mm]
t_t	Espesor de los tubos	0.85 [mm]
t_f	Espesor de las aletas	0.1524 [mm]
p_f	Espaciamiento entre aletas	2.1 [mm]
$A_{a,hx}$	Área del lado del aire	202.8 [m ²]
$A_{r,hx}$	Área del lado del refrigerante	12.9 [m ²]
H_f	Altura de las aletas	190 [mm]
W_f	Ancho de las aletas	1000 [mm]
N_f	Número de aletas	990
χ_a	Espaciamiento entre aletas vertical	31.75 [mm]
χ_b	Espaciamiento entre aletas horizontal	27.90 [mm]
A_{fr}	Área frontal	2.08 [m ²]
σ	Razón entre el área de mínimo flujo y el área frontal	0.546
N_{fan}	Número de ventiladores	2
D_{fan}	Diámetro de los ventiladores	630 [mm]
$N_{rpm,fan,NOM}$	Velocidad de giro nominal	1330 [rpm]
$\dot{M}_{r,NOM}$	Flujo másico de refrigerante nominal	0.7 [kg s ⁻¹]
$\dot{M}_{gw,NOM}$	Flujo volumétrico de aire nominal	6.11 [m ³ s ⁻¹]
\dot{Q}_{NOM}	Potencia nominal	90 [kW]

Tabla 31: Características geométricas del primer intercambiador de calor helicoidal.

Helical Coil (From ethylene-glycol mixture to water)		
N_t	Número de vueltas	22.0
p_t	Espaciamiento o paso entre tubos	174.5 [mm]
L_t	Largo total del tubo	159.0 [m]
H_{hel1}	Altura total del helicoide	3.84 [m]
D_s	Diámetro promedio del helicoide de N_t vueltas y largo L_t	2.3 [m]
$D_{t,i}$	Diámetro interior del tubo	62.61 [mm] – 2.465 [in]
$D_{t,o}$	Diámetro exterior del tubo	66.68 [mm] – 2 ⁵ / ₈ [in]
$A_{gw,hel1}$	Área del lado del etilenglicol (interna)	31.3 [m ²]
$A_{w,hel1}$	Área del lado del agua (externa)	33.3 [m ²]
$U_{NOM,hel1}$	Coefficiente de transferencia de calor	271.1 [W m ⁻² K ⁻¹]
$\dot{Q}_{NOM,hel1}$	Potencia nominal	104 [kW]
ΔT_{lm}	Diferencia de temperatura media logarítmica	11.5 [K]

Tabla 32: Características geométricas del segundo intercambiador de calor helicoidal.

Helical Coil (From water in tank to water in coil)		
N_t	Número de vueltas	50.8
p_t	Espaciamiento o paso entre tubos	75.58 [mm]
L_t	Largo total del tubo	287.3 [m]
H_{hel1}	Altura total del helicoide	3.84 [m]
D_s	Diámetro promedio del helicoide de N_t vueltas y largo L_t	1.8 [m]
$D_{t,i}$	Diámetro interior del tubo	62.61 [mm] – 2.465 [in]
$D_{t,o}$	Diámetro exterior del tubo	66.68 [mm] – 2 ⁵ / ₈ [in]
$A_{w,in,hel2}$	Área del lado interno	56.5 [m ²]
$A_{w,out,hel2}$	Área del lado externo	60.2 [m ²]
$U_{NOM,hel2}$	Coefficiente de transferencia de calor	277.5 [W m ⁻² K ⁻¹]
$\dot{Q}_{NOM,hel2}$	Potencia nominal	92 [kW]
$\dot{M}_{w,NOM,rad}$	Flujo másico de agua hacia los radiadores	3.07 [kg s ⁻¹]

Tabla 33: Características de las unidades terminales seleccionadas.

Fabricante	Purmo	
	C21s-900x1100	C21s-450x1000
Modelo	C21s-900x1100	C21s-450x1000
Altura [mm]	900	450
Longitud [mm]	1100	1000
Ancho [mm]	70	70
$T_{w,su,rad,NOM}$ [°C]	55	55
$T_{w,ex,rad,NOM}$ [°C]	45	45
$T_{a,NOM}$ [°C]	20	20
$\dot{Q}_{NOM,rad}$ [W]	1025	541
$UA_{NOM,rad}$ [WK ⁻¹]	12.32	6.50

Anexo I: Correlaciones utilizadas para el modelado de la transferencia de calor

1. Intercambiador de tubos aletados

a) Gnielinski: Flujo monofásico (subenfriado y sobrecalentado):

Según indica la VDI [40], la correlación de Gnielinski es la más utilizada para flujo monofásico dentro de tuberías en un amplio espectro de fluidos. Se define una correlación de Nusselt para cada régimen, para flujo turbulento se tiene:

$$Nu_{tur} = \frac{\left(\frac{f_l}{8}\right) Re Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f_l}{8} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}} \left(1 + \left(\frac{D_{i,t}}{L_p}\right)^{\frac{2}{3}}\right), \quad f_l = 1.8 \ln(Re - 1.5)^{-2} \quad (61)$$

Para flujo laminar y de transición:

$$Nu_{lam} = \left(Nu_{m,q1}^3 + 0.6^3 + (Nu_{m,q2} - 1)^3\right)^{\frac{1}{3}}, \quad Nu_{trans} = (1 - \gamma)Nu_{lam} + \gamma Nu_{tur} \quad (62)$$

Con los parámetros auxiliares definidos como:

$$Nu_{m,q1} = 4.364, \quad Nu_{m,q2} = 1.953 \left(\frac{Re Pr D_{i,t}}{L_p}\right)^{1/3}, \quad \gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (63)$$

Luego, dependiendo del régimen se puede obtener el valor del coeficiente convectivo:

$$Nu = \begin{cases} Nu_{tur} & \text{si } Re > 10^4 \\ Nu_{trans} & \text{si } 2300 \leq Re \leq 10^4 \\ Nu_{lam} & \text{si } Re < 2300 \end{cases}, \quad hcv_{Gnielinski} = \frac{Nu k_r}{D_{i,t}} \quad (64)$$

b) Shah (1982) y (2017): Evaporación dentro de tubos (ebullición saturada con flujo forzado)

La correlación propuesta por Shah en 1982 [47] para ebullición en tuberías establece una relación entre el coeficiente convectivo propuesto por Gnielinski para flujo de líquido saturado hcv_l y un coeficiente adimensional hcv_{ad} .

$$hcv_{Shah,1982} = \widetilde{hcv} \cdot hcv_l \quad (65)$$

$$hcv_l = \left[\frac{\left(\frac{f_l}{8}\right) (Re_{D_{i,t,l}} - 1000) Pr_l}{1 + 12.7 \left(Pr_l^{\frac{2}{3}} - 1\right) \sqrt{\frac{f_l}{8}}} \right] \frac{k_{r,l}}{D_{i,t}}, \quad f_l = \frac{1}{(0.79 \ln(Re_{D_{i,t,l}}) - 1.64)^2} \quad (66)$$

A su vez, hcv_{ad} depende de tres números adimensionales y del parámetro N :

$$Co = \left(\frac{1}{x_{r,su,tp-1}}\right)^{0.8} \frac{\rho_{r,sv}}{\rho_{r,sl}}, \quad Bo = \frac{q}{G(h_{r,sv} - h_{r,sl})}, \quad Fr = \frac{G^2}{g \rho_{r,sv}^2 D_{i,t}}, \quad N = 0.38 Co Fr^{-0.3} \quad (67)$$

Luego dependiendo del valor obtenido en el número de ebullición (Bo) y del parámetro adimensional N se podrá encontrar el valor de \widetilde{hcv} como:

$$\begin{aligned}
\widetilde{hcv}_{cb} &= 1.8 N^{-0.8} \\
\widetilde{hcv}_{nb} &= \begin{cases} 230 Bo^{1/2} & \text{si } Bo \geq 0.3 \times 10^{-4} \\ 1 + 46 Bo^{1/2} & \text{si } Bo < 0.3 \times 10^{-4} \end{cases} \\
\widetilde{hcv}_{bs,1} &= \begin{cases} 14.70 Bo^{1/2} \exp(2.74 N^{-0.1}) & \text{si } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15.43 Bo^{1/2} \exp(2.74 N^{-0.1}) & \text{si } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \\
\widetilde{hcv}_{bs,2} &= \begin{cases} 14.70 Bo^{1/2} \exp(2.47 N^{-0.1}) & \text{si } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15.43 Bo^{1/2} \exp(2.47 N^{-0.1}) & \text{si } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \\
\widetilde{hcv} &= \begin{cases} \text{MAX}(\widetilde{hcv}_{cb}, \widetilde{hcv}_{bs,2}) & \text{si } N \leq 0.1 \\ \text{MAX}(\widetilde{hcv}_{cb}, \widetilde{hcv}_{bs,1}) & \text{si } 0.1 < N \leq 1.0 \\ \text{MAX}(\widetilde{hcv}_{cb}, \widetilde{hcv}_{bs,2}) & \text{si } N > 1.0 \end{cases}
\end{aligned} \tag{68}$$

En 2017 Shah introdujo una corrección a la correlación antes descrita porque identificó que los coeficientes obtenidos con velocidades másicas bajas eran subestimados. Para ello añadió el efecto del número adimensional de Weber (We), el cual cuantifica la razón entre las fuerzas de tensión superficial y las fuerzas de inercia, obteniendo un parámetro adicional E_s , basado en mediciones experimentales:

$$We = \frac{G^2 D_{i,t}}{\rho_{r,sv} \sigma}, \quad E_{s,aux} = 2.1 - 0.008We - 110Bo, \quad E_s = \begin{cases} E_{s,aux} & \text{si } E_{s,aux} \geq 1 \\ 1 & \text{si } E_{s,aux} < 1 \end{cases} \tag{69}$$

Luego, el coeficiente convectivo mejorado se obtiene mediante la relación entre E_s y $hcv_{Shah,1982}$:

$$hcv_{Shah,2017} = hcv_{Shah,1982} \cdot E_s \tag{70}$$

c) Shah (1979): Condensación dentro de tubos

Para la condensación de refrigerante se utiliza la correlación de Shah descrita en [47]. Es válida para tubos horizontales de entre 7 – 40 mm, P_{ratio} menores a 0.44. La correlación depende del coeficiente convectivo de toda la masa fluyendo como líquido saturado $hcv_{s,l}$, de la presión del fluido P_r y de la calidad del vapor en el momento dado.

$$hcv_{sl} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{k_f}{D_{i,t}} \right), \quad P_{ratio} = \frac{P_r}{P_{r,crit}} \tag{71}$$

$$hcv_{Shah,1979} = hcv_{sl} \cdot \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8 x^{0.76} (1-x)^{0.04}}{P_{ratio}^{0.38}} \right] \tag{72}$$

Para los cálculos de transferencia de calor se utilizará el coeficiente convectivo promedio en la zona bifásica, ya que, como se muestra en la Figura 70, el $hcv_{Shah,1979}$ varía considerablemente durante el proceso de condensación.

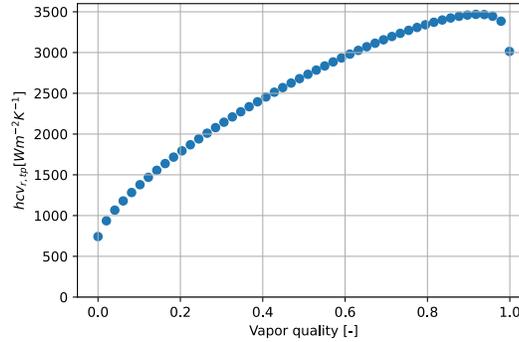


Figura 70: Coeficiente convectivo del R134a durante condensación en zona bifásica calculado por la correlación de Shah (1979) al variar la calidad del vapor en la cual se evalúa. ($P_r = 1.65$ [MPa], $Di_t = 11$ [mm], $\dot{M}_r = 0.7$ [$kg\ s^{-1}$], $N_{p,t} = 25$) Fuente: Elaboración propia.

d) VDI (1966): Aire en flujo cruzado con un arreglo de tubos aletados

En el caso del condensador seleccionado, en el cual se tienen tubos escalonados con aletas planas y continuas, la correlación a emplear será la presentada por la VDI [40], la cual se obtuvo a partir de múltiples ensayos en equipos industriales:

$$Nu = 0.38 Re^{0.6} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{A_{a,f}}{A_{a,t}} \right)^{-0.15}, \quad hcv_{VDI} = \frac{Nu k_a}{D_{e,t}} \quad (73)$$

Las áreas implicadas en la ecuación de Nusselt anterior corresponden al área de las aletas ($A_{a,f}$) y al área del manto de los tubos, se obtienen a partir de las siguientes relaciones a partir de la geometría del condensador:

$$A_{a,t} = \pi D_{e,t} (L_p - t_f N_f) N_{p,t} N_{r,t}, \quad A_{a,f} = H_f W_f N_f - N_{p,t} \pi \frac{D_{e,t}^2}{4} + 2 W_f t_f N_f \quad (74)$$

2. Intercambiadores de placas braceadas

Las siguientes correlaciones se refieren a flujos dentro de intercambiadores de placas braceadas (*brazed plate heat exchangers*).

a) Martin: Flujos de monofásicos (líquido subenfriado y vapor sobrecalentado)

La correlación de Martin es recomendada por la VDI [40] y puede calcular los coeficientes convectivos y las pérdidas de carga en el intercambiador de calor. Está basada en la resolución teórica de las ecuaciones de Leveque para flujo laminar y turbulento. A pesar de que está calibrada con datos del agua, es aceptada en flujos monofásicos de refrigerantes y mezclas. En general, para PHX's el número de Reynolds y la velocidad de los fluidos se calculan mediante:

$$Re = \frac{\rho v D_{hyd}}{\mu}, \quad v = \frac{\dot{M}_{ch}}{2 b W_p \rho} \quad (75)$$

Particularmente, Martin define 2 factores dependientes del régimen de flujo $f_{1,0}$ y f_0 :

$$f_{1,0} = \begin{cases} \frac{39}{Re^{0.289}} & , \text{ si } Re \geq 2000 \\ \frac{597}{Re} + 3.85 & , \text{ si } Re < 2000 \end{cases} , \quad f_0 = \begin{cases} (1.8 \ln(Re) - 1.5)^{-2} & , \text{ si } Re \geq 2000 \\ \frac{64}{Re} & , \text{ si } Re < 2000 \end{cases} \quad (76)$$

Además, define un tercer factor f_1 para calcular el factor de fricción:

$$f_1 = A f_{1,0} \quad , \quad f = \left[\frac{\cos \beta}{\sqrt{B \tan \beta + C \sin \beta + \frac{f_0}{\cos \beta}}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{f_1}} \right]^{-2} \quad (77)$$

Dentro de la definición anterior, las constantes definidas por Martin vienen dadas por:

$$A = 3.8, B = 0.18, C = 0.36 \quad (78)$$

Las pérdidas de carga pueden determinarse mediante el número de Hagen Hg definido según la siguiente ecuación:

$$Hg = \frac{f \cdot Re^2}{2} \quad , \quad \Delta P = Hg \frac{\mu^2 L_p}{\rho D_{hyd}^3} \quad (79)$$

Finalmente, el número de Nusselt y el coeficiente convectivo se obtiene como:

$$Nu = 0.122 Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{wall}} \right)^{\frac{1}{6}} (2 Hg \sin 2\beta)^{0.374} \quad , \quad hcv_{VDI} = \frac{Nu k_r}{D_{hyd}} \quad (80)$$

b) Shah (2021): Condensación

La correlación de Shah [48] se basa en la sugerida por Longo [47], la cual requería de un proceso iterativo dependiente de los flujos de calor. La nueva correlación depende de menos variables y tiene un rango de calibración más alto, el cual es mostrado en la Tabla 34.

Tabla 34: Rango de validez de la correlación de Shah para condensación en BPHX. Fuente: [48].

Parámetro	Rango de validez
Fluidos	18 diferentes
b [mm]	1.2 – 5.0
λ [mm]	4.9 – 12.7
β [°]	30 – 75
G [$kg m^{-2} s^{-1}$]	2.3 – 165
x [-]	0 – 1
ϕ [-]	1.093 – 1.28
P_{ratio} [-]	0.0083 – 0.7968

La velocidad másica se calcula de la misma forma que se enuncia para la correlación anterior. Luego, Shah propone una velocidad másica equivalente G_{eq} , un Reynolds equivalente Re_{eq} y un Reynolds calculado utilizando sólo la parte líquida del flujo Re_{LS} :

$$G_{eq} = G \left[(1 - x) + x \left(\frac{\rho_{sl}}{\rho_{sv}} \right)^{0.5} \right] , \quad Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_{hyd}}{\mu_{sl}} , \quad Re_{LS} = \frac{G_{eq}(1 - x) D_{hyd}}{\mu_{sl}} \quad (81)$$

Se propone que existen dos posibles regímenes de flujo, uno controlado por la convección forzada (*fc*) y otro por la gravedad (*grav*). En el primer caso, Shah utiliza la correlación propuesta por Longo y para el segundo coeficiente propone una nueva definición la cual requiere de menos iteraciones y tiene un menor error asociado:

$$hcv_{fc} = 1.875 \phi Re_{eq}^{0.445} Pr_{sl}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{k_{sl}}{D_{hyd}} \right) , \quad hcv_{grav} = 1.32 \phi Re_{LS}^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_{sl}(\rho_{sl} - \rho_{sv})g k_{sl}^3}{\mu_{sl}^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (82)$$

Luego, dependiendo del régimen antes descrito, el coeficiente convectivo instantáneo tomará el siguiente valor:

$$hcv_{Shah} = \begin{cases} \max(hcv_{fc}, hcv_{grav}) , & \text{si } Re_{eq} < 1600 \\ hcv_{grav} & , \text{ si } Re_{eq} \geq 1600 \end{cases} \quad (83)$$

Como para los cálculos se requiere de un solo coeficiente, se utilizará el promedio de lo entregado por la correlación de Shah para el recorrido dentro de la curva de saturación. Como ejemplo, en la Figura 71 se muestra la variación del coeficiente convectivo en el proceso de condensación.

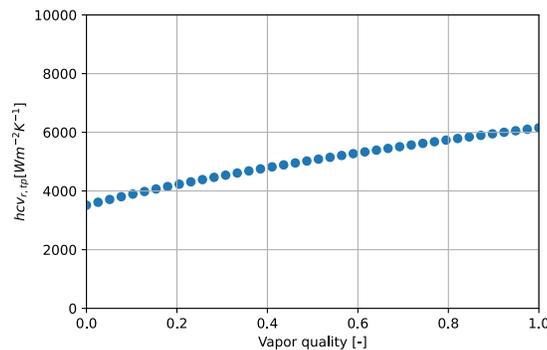


Figura 71: Variación del coeficiente convectivo del R134a durante la condensación usando la correlación propuesta por Shah (2021) para las características geométricas del condensador de la bomba de calor. Fuente: Elaboración propia.

c) Amalfi (2016): Evaporación

La correlación de Amalfi [49], [50] es recomendada por Shah en su libro ‘*Two-Phase Heat Transfer*’ [47] por sobre las correlaciones de Ayub y Longo por tener un rango de calibración más amplio (mostrado en la Tabla 35).

Parámetro	Rango de validez
Fluidos	Agua, amoníaco, <i>HFC's</i>
We [-]	0.027 – 162
Re_{LT} [-]	41 – 5360
Re_{LS} [-]	12 – 5320
D_{hyd} [mm]	1.7 – 8
β [°]	27 – 70
T_{sat} [°C]	-25 – 105

Se definen la calidad del vapor promedio x_m y la densidad de la mezcla para flujo homogéneo ρ_m :

$$x_m = 0.5(x_{sl} + x) \quad , \quad \rho_m = \left(\frac{x_m}{\rho_{sv}} + \frac{1 - x_m}{\rho_{sl}} \right)^{-1} \quad (84)$$

Amalfi define además números de Reynolds calculados usando solamente el flujo de la fracción de vapor Re_{GS} y otro asumiendo que toda la masa fluye como líquido saturado Re_{LT} :

$$Re_{GS} = \frac{Gx D_{hyd}}{\mu_{sl}} \quad , \quad Re_{LT} = \frac{G D_{hyd}}{\mu_{sl}} \quad (85)$$

Los números adimensionales de ebullición Bo , Weber We y Bond Bd se calculan:

$$Bo = \frac{q}{G(h_{r,sv} - h_{r,sl})} \quad , \quad We = \frac{G^2 D_{hyd}}{\rho_m \sigma} \quad , \quad Bd = \frac{(\rho_{sl} - \rho)g D_{hyd}^2}{\sigma} \quad (86)$$

Las razones entre la densidad instantánea y la densidad del líquido saturado y la razón del ángulo de Chevron con el máximo admisible por la correlación son:

$$Ratio_\rho = \frac{\rho}{\rho_{sl}} \quad , \quad Ratio_\beta = \frac{\beta}{70} \quad (87)$$

Luego, dependiendo del valor del número de Bond, el número de Nusselt y el coeficiente convectivo se podrán calcular como:

$$Nu = \begin{cases} 982 Ratio_\beta^{1.101} We^{0.315} Bo^{0.32} Ratio_\rho^{-0.224} & , \quad si \quad Bd < 4 \\ 18.495 Ratio_\beta^{0.248} Re_{GS}^{0.135} Re_{LT}^{0.351} Bd^{0.235} Bo^{0.198} Ratio_\rho^{-0.223} & , \quad si \quad Bd \geq 4 \end{cases} \quad (88)$$

$$hcv_{Amalfi,ev} = \frac{Nu k_r}{D_{hyd}}$$

Como la correlación de Amalfi entrega un valor de $hcv_{Amalfi,ev}$ variable durante la ebullición (véase la Figura 72), se utilizará el valor promedio del mismo modo que se propone para las correlaciones anteriormente descritas.

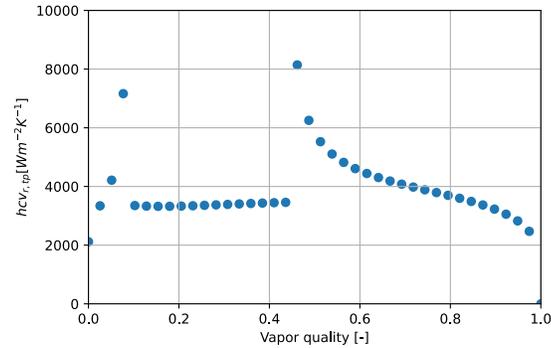


Figura 72: Variación del coeficiente convectivo del R134a durante la evaporación usando la correlación propuesta por Amalfi (2016) para las características geométricas del evaporador del ORC. Fuente: Elaboración propia.

d) Dong (2017): Mezcla de agua con glicol

La correlación propuesta por Dong [51] está orientada a aplicaciones de BPHX en ORC y fue calibrada para 3 fluidos; una mezcla de agua con glicol al 50%, R245fa y agua. Su rango de calibración se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 36: Rango de calibración de la correlación de Dong. Fuente: [51].

Parámetro	Rango de validez
Fluidos	3
Re [-]	250 - 7000
Pr [-]	2 - 12
β [°]	30, 60

El coeficiente convectivo se puede obtener como:

$$hcv = 0.964 Re^{0.671} Pr^{0.32} \left(\frac{\beta}{180}\right)^{1.022} \left(\frac{k_{gw}}{D_{hyd}}\right) \quad (89)$$

3. Intercambiadores de calor helicoidales

Las siguientes correlaciones se refieren a flujos subenfriados dentro y fuera de los serpentines helicoidales del estanque de almacenamiento:

a) VDI (1967): Dentro del helicoide

Se utilizan el procedimiento sugerido por la VDI [40], diferencia el número de Nusselt según el régimen de flujo. Para el número de Reynolds Re y el Reynolds crítico del helicoide Re_{crit} se definen como:

$$Re = \frac{4 \dot{M}}{\pi D_{i,t}} \quad , \quad m = 0.5 + 0.2903 \left(\frac{D_{i,t}}{D_s}\right)^{0.194} \quad , \quad Re_{crit} = 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{D_{i,t}}{D_s}\right)^{0.45}\right] \quad (90)$$

Luego, las expresiones para Nu_{lam} , Nu_{tur} y Nu_{trans} son:

$$Nu_{lam} = 3.66 + 0.08 \left[1 + 0.8 \left(\frac{D_{i,t}}{D_s} \right)^{0.9} \right] Re^m Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{Pr}{Pr_{wall}} \right)^{0.14} \quad (91)$$

$$f = \left[\frac{0.3164}{Re^{0.25}} + 0.03 \left(\frac{D_{i,t}}{D_s} \right)^{0.5} \right] \left(\frac{\mu_{wall}}{\mu} \right)^{0.27}, \quad Nu_{tur} = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) Re Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left(\frac{Pr}{Pr_{wall}} \right)^{0.14} \quad (92)$$

$$\gamma = \frac{2.2 \cdot 10^4 - Re}{2.2 \cdot 10^4 - Re_{crit}}, \quad Nu_{trans} = \gamma Nu_{lam}(Re = Re_{crit}) + (1 - \gamma) Nu_{tur}(Re = 2.2 \cdot 10^4) \quad (93)$$

Así, el coeficiente convectivo dentro del tubo se calcula:

$$Nu = \begin{cases} Nu_{lam} & , \quad si Re < Re_{crit} \\ Nu_{trans} & , \quad si Re_{crit} \leq Re \leq 2.2 \cdot 10^4 \\ Nu_{tur} & , \quad si Re > 2.2 \cdot 10^4 \end{cases}, \quad hcv = \frac{Nu k}{D_{i,t}} \quad (94)$$

b) Fernandez-Seara (2007): Agua fuera del helicoide

En la masa de agua predominará la convección natural. Se considerará el diámetro del estanque como el largo característico por el cual fluye el agua y que existe una diferencia de 2 [K] entre la pared del estanque y la temperatura del agua en su interior. La correlación utilizada es la propuesta por Fernandez-Seara [41]:

$$Nu_{w,tk} = 0.4998 Ra_{w,tk}^{0.2633}, \quad hcv = \frac{Nu_{w,tk} k_{w,tk}}{D_{tk}} \quad (95)$$

Donde:

$$Ra_{w,tk} = Gr_{tk} Pr_{tk}, \quad Gr = \frac{g (T_{w,tk} - T_{wall,tk}) D_{tk}^3}{T_{w,tk} \left(\frac{\mu_{w,tk}}{\rho_{w,tk}} \right)^2} \quad (96)$$