



**UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**Departamento de Ingeniería Mecánica**



**Comparación de tecnologías para edificios de energía neta cero:  
Sistema reversible de bomba de calor/ciclo Rankine orgánico acoplado a colectores  
solares y sistema convencional de bomba de calor acoplada a paneles fotovoltaicos**

Tesis presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para  
optar al grado de Magíster en Ciencias de la Ingeniería con Mención en Ingeniería Mecánica

Por: Matías Francisco Pezo Pérez  
Profesor Guía: Cristian Alberto Cuevas Barraza

Concepción, Chile 2024

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

## Tabla de Contenido

|   |    |
|---|----|
| CAPÍTULO 1 .....  | 1  |
| 1 INTRODUCCIÓN .....  | 1  |
| 1.1 Identificación y cuantificación del problema/oportunidad .....                        | 1  |
| 1.2 Estado del arte .....   | 3  |
| 1.3 Solución propuesta .....  | 5  |
| 1.4 Hipótesis y objetivos.....  | 5  |
| 1.4.1 Hipótesis .....   | 5  |
| 1.4.2 Objetivos.....  | 5  |
| 1.5 Metodología .....   | 6  |
| CAPÍTULO 2 .....  | 8  |
| 2 METODOLOGÍA .....   | 8  |
| 2.1 Marco teórico .....   | 8  |
| 2.1.1 Edificios de energía neta cero (NZEB) .....   | 8  |
| 2.1.2 Selección de las ciudades a evaluar y obtención de las condiciones climáticas ..... | 9  |
| 2.2 Caracterización de la demanda energética .....  | 10 |
| 2.2.1 Selección del edificio de departamentos .....                                       | 10 |
| 2.2.2 Demanda de calefacción.....   | 12 |
| 2.2.3 Demanda de agua caliente sanitaria y electricidad.....                              | 15 |
| 2.3 Propuestas de diseño.....   | 17 |
| 2.4 Modelo de los colectores solares térmicos .....                                       | 19 |
| 2.5 Modelo de los paneles fotovoltaicos.....  | 20 |
| 2.6 Modelo del estanque de almacenamiento .....   | 22 |
| 2.7 Modelado de intercambiadores de calor.....  | 24 |
| 2.7.1 Método de cálculo .....   | 24 |
| 2.8 Modelo del compresor reversible.....  | 26 |
| 2.9 Elementos auxiliares .....  | 27 |
| 2.10 Modelado de conjuntos de componentes .....   | 28 |
| 2.11 Indicadores de desempeño .....   | 29 |
| CAPÍTULO 3 .....  | 31 |
| 3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....  | 31 |
| CAPÍTULO 4 .....  | 37 |
| 4 CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS .....   | 37 |
| Bibliografía .....  | 38 |

|   |    |
|---|----|
| ANEXOS .....  | 42 |
| 1. Intercambiador de calor de tubos aletados .....    | 51 |
| 2. Intercambiadores de calor de placas bracedas ..... | 53 |
| 3. Intercambiadores de calor helicoidales .....       | 56 |

## Índice de Tablas

|   |    |
|---|----|
| Tabla 1: Selección preliminar de ciudades en las que la aplicación de sistemas centralizados tendría mayor aplicabilidad a partir de los datos de (MINVU, 2017), (Huneeus et al., 2020), y (MMA, 2020). ..... | 9  |
| Tabla 2: Características de las ciudades seleccionadas (UC, 2005), (Meteotest AG, 2020). .....  | 10 |
| Tabla 3: Superficie y ocupación nominal de los distintos departamentos (CitecUBB, 2021). .....  | 11 |
| Tabla 4: Propiedades de los materiales presentes en la construcción del edificio (INN, 2007). ..  | 11 |
| Tabla 5: Caracterización de los tipos de muro existentes en la vivienda y su coeficiente global de transferencia de calor. ....   | 12 |
| Tabla 6: Coeficientes de transferencia de calor superficiales según la NCh. 853 (INN, 2007). ..   | 12 |
| Tabla 7: Horarios definidos para el confort térmico de las zonas calefaccionadas. ....  | 13 |
| Tabla 8: Resumen de mejoras propuestas para el reacondicionamiento. ....  | 13 |
| Tabla 9: Resultados al aplicar un mejoramiento de la envolvente térmica y definición del periodo de calefacción. ....   | 14 |
| Tabla 10: Potencia máxima y consumo energético anual de la demanda de ACS y electricidad. ....  | 17 |
| Tabla 11: Parámetros obtenidos para el modelo del panel fotovoltaico JolyWood (2023). ....  | 21 |
| Tabla 12: Características del estanque de almacenamiento de agua caliente. ....   | 23 |
| Tabla 13: Correlaciones utilizadas para el cálculo de los coeficientes convectivos. ....  | 25 |
| Tabla 14: Parámetros determinados a partir de los datos entregados por el fabricante. ....  | 27 |
| Tabla 15: Factores de emisión y costo energético de distintas tecnologías. ....   | 29 |
| Tabla 16: Cantidad de horas en que la resistencia eléctrica de apoyo esta encendida. ....   | 32 |
| Tabla 17: Resultados anuales de generación y consumo eléctricos, potencial de energía neta cero y SPF. ....   | 35 |
| Tabla 18: Resultados anuales de emisiones de contaminantes y de costos de operación. ....   | 36 |
| Tabla 19: Resultados de encuesta de ocupación del edificio y consumos energéticos por departamento. ....  | 44 |
| Tabla 20: Ficha técnica del intercambiador de calor de placas usado como condensador en la HP. ....   | 48 |
| Tabla 21: Ficha técnica del intercambiador de calor de placas usado como evaporador en el ORC. ....   | 48 |
| Tabla 22: Ficha técnica del intercambiador de calor de tubos aletados usado como evaporador en el modo ASHP y como condensador en el ORC. ....  | 49 |
| Tabla 23: Características geométricas del primer intercambiador de calor helicoidal (transfiere calor desde la mezcla de agua-glicol hacia el agua dentro del estanque). ....                                 | 49 |
| Tabla 24: Características geométricas del segundo intercambiador de calor helicoidal (transfiere calor desde el agua del estanque hacia la red de calefacción). ....  | 50 |
| Tabla 25: Especificaciones de los colectores solares. ....  | 50 |
| Tabla 26: Especificaciones de los paneles fotovoltaicos. ....   | 50 |
| Tabla 27: Rango de validez de la correlación de Shah para condensación en BPHX. ....  | 54 |
| Tabla 28: Rango de validez de la correlación de Amalfi para evaporación en BPHX. ....   | 55 |
| Tabla 29: Rango de calibración de la correlación de Dong. ....  | 56 |

## Índice de Figuras

|   |    |
|---|----|
| Figura 1: Toneladas de MP <sub>2.5</sub> emitidas por región y tipo de fuente durante el 2019 (MINENERGIA & CDT, 2019) y aporte por fuente de generación eléctrica en Chile entre el 2000 y 2021 (Ritchie, 2022). | 1  |
| Figura 2: Episodios críticos constatados por MP <sub>2.5</sub> en Chile entre 2014 y 2019 (MMA, 2020).  | 1  |
| Figura 3: Análisis de las emisiones de CO <sub>2</sub> chilenas durante el año 2019: Rubros de origen (izquierda) e industrias responsables de las fuentes puntuales (derecha) (MMA, 2021).                       | 2  |
| Figura 4: Sistema reversible HP/ORC en sus dos modos de funcionamiento.   | 3  |
| Figura 5: Esquema del sistema HP/ORC propuesto por Dumont (2017).   | 4  |
| Figura 6: Representación gráfica de los módulos desde el punto de vista de la programación. A la izquierda para el sistema reversible, a la derecha el sistema convencional.                                      | 7  |
| Figura 7: Estrategia de reacondicionamiento para edificios existentes en climas mediterráneos (Da Costa et al., 2022).  | 9  |
| Figura 8: Ubicación geográfica del edificio seleccionado y su vista en plano isométrico (CitecUBB, 2021).   | 10 |
| Figura 9: Disposición de los departamentos dentro del edificio para el primer piso (izquierda) y para los pisos 2 a 8 (derecha). (CitecUBB, 2021).  | 10 |
| Figura 10: Simplificación de las zonas térmicas a evaluar en TRNSYS 17.   | 13 |
| Figura 11: Demanda anual de potencia de calefacción después del mejoramiento de la envolvente y la definición del periodo de calefacción.   | 14 |
| Figura 12: Consumo horario de (a) ACS y (b) electricidad utilizados en este estudio (Ahmed et al., 2016), (Sánchez-López et al., 2022).   | 15 |
| Figura 13: Distribución de consumo en los departamentos del edificio original.  | 16 |
| La Figura 14 muestra la cantidad de personas por tramo de consumo de ACS y electricidad, observándose una distribución homogénea a pesar de la baja cantidad de personas en la muestra.                           | 16 |
| Figura 15: Cantidad de personas por tramo de consumo.   | 16 |
| Figura 16: Temperaturas promedio de la red en Santiago, Concepción y Temuco (MINENERGIA, Corporación de Desarrollo Tecnológico, & Programa de las Naciones Unidas para El Desarrollo, 2010).                      | 17 |
| Figura 17: Diseño del sistema HP/ORC-COL.   | 18 |
| Figura 18: Sistema de control del sistema HP/ORC-COL.   | 18 |
| Figura 19: Diseño del sistema HP-PV.  | 19 |
| Figura 20: Disposición de ambos sistemas en el techo del edificio.  | 19 |
| Figura 21: Resultados de la validación del modelo del panel fotovoltaico.   | 22 |
| Figura 22: Semana de mayor demanda térmica en Temuco.   | 23 |
| Figura 23: Comprobación de las pérdidas de carga del lado del aire para el FTHX.  | 25 |
| Figura 24: Esquema del compresor scroll propuesto por Winandy et al., (2002).   | 26 |
| Figura 25: Calibración de parámetros del modelo del compresor Copeland ZH 150 KCE-TWD.  | 27 |
| Figura 26: Conjunto de modelos presentes en la bomba de calor.  | 28 |
| Figura 27: Conjunto de modelos presentes en el ORC.   | 28 |
| Figura 28: Diagramas T-s de los ciclos de la bomba de calor y del ORC.  | 29 |
| Figura 29: Factor de emisiones mensual del SEN chileno.   | 30 |
| Figura 30: Frecuencia de los modos de funcionamiento del sistema HP/ORC-COL.  | 31 |
| Figura 31: Frecuencia de los modos de funcionamiento del sistema HP/ORC-COL sin considerar el modo de espera.   | 31 |
| Figura 32: Temperaturas del agua en el estanque de almacenamiento durante el año.   | 32 |
| Figura 33: Rendimiento del ORC en las tres ciudades.  | 32 |
| Figura 34: COP de la bomba de calor en los 2 sistemas para las 3 ciudades.  | 33 |
| Figura 35: Potencia eléctrica los sistemas durante el año en Concepción.  | 33 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 36: Curva de potencia eléctrica de ambos sistemas el 19 de enero en la ciudad de Concepción. ....   | 34 |
| Figura 37: Variación de la producción y consumo eléctrico del sistema HP-PV.....   | 34 |
| Figura 38: Potencial de energía neta cero del edificio durante el año.....   | 35 |
| Figura 39: Variación del SPF mensual de ambos sistemas. ....   | 35 |
| Figura 40: Vista en planta del primer piso del edificio.....   | 42 |
| Figura 41: Vista en elevación posterior y frontal del edificio. ....   | 42 |
| Figura 42: Cortes A-A y B-B de la Figura 40.....   | 42 |
| Figura 43: Modo Direct Solar Heating.....  | 45 |
| Figura 44: Modo Air Source Heat Pump.....  | 45 |
| Figura 45: Modo ORC.....   | 46 |
| Figura 46: Consumo mensual real en [kWh] de las tres torres del complejo residencial. ....   | 47 |
| Figura 47: Vista aérea de las torres del complejo residencial. De derecha a izquierda A, B y C. ....   | 47 |
| Figura 48: 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], $Mr = 0,7 \text{ kg s}^{-1}$ , $N_{p,t} = 25$ )..... | 52 |
| Figura 49: Comparación de correlaciones en flujo monofásico.....   | 53 |
| Figura 50: 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.....   | 55 |

## Resumen

Los edificios representan cerca del 30% del consumo de energía final mundial, la cual es utilizada principalmente para calefacción o acondicionamiento de espacios, producción de agua caliente sanitaria, y en electrodomésticos. Las fuentes energéticas más utilizadas para ello son el petróleo, el gas natural y la biomasa, los cuales emiten contaminantes como el CO<sub>2</sub> o el material particulado. Para reducir el consecuente impacto ambiental, es necesario implementar nuevas tecnologías que puedan utilizar la energía más eficientemente y reducir la demanda de energía final.

Esta tesis estudia los efectos en la demanda energética de un edificio, al implementar mejoras en la envolvente térmica basadas en el estándar Passivhaus, y además propone dos tecnologías para suplir la demanda térmica y aportar producción eléctrica. El primer sistema propuesto es una bomba de calor reversible a ciclo Rankine orgánico acoplada a colectores solares térmicos (HP/ORC-COL), mientras que el segundo esquema contempla la combinación de la bomba de calor con paneles fotovoltaicos (HP-PV).

Los sistemas propuestos son evaluados utilizando modelos numéricos a lo largo de un año meteorológico típico utilizando las condiciones climáticas de Santiago, Concepción, y Temuco, obtenidas a partir de la base de datos Meteonorm. Entre los componentes de los sistemas hay intercambiadores de calor, colectores solares térmicos, un compresor scroll reversible, un estanque de almacenamiento de calor, bombas y paneles fotovoltaicos. Cada componente se modela modularmente mediante programas basados en Python, utilizando las bibliotecas CoolProp y SciPy para el cálculo de propiedades termodinámicas y para la resolución de sistemas de ecuaciones respectivamente.

Los resultados indican que anualmente el sistema HP-PV es superior al sistema HP/ORC-COL en producción eléctrica y en SPF, llegando a un potencial de edificio de energía neta cero de 76,26% en Santiago, 66,64% en Concepción y 60,42% en Temuco. Además, se determina que los costos de operación emisiones de CO<sub>2</sub> de ambos sistemas propuestos, son menores a los de calderas de petróleo, gas natural y pellets de madera.

**Palabras claves:** Ciclo Rankine orgánico, Edificio de energía neta cero, Bomba de calor, fotovoltaico, térmico, simulación numérica



## NOMENCLATURA

### Símbolos

| Símbolo   | Nombre   | Unidad                            |
|-----------|--|-----------------------------------|
| $A$       | : Área   | $m^2$                             |
| $C$       | : Capacitancia   | $\text{kJ K}^{-1}$                |
| $\dot{C}$ | : Flujo capacitivo   | $\text{kW K}^{-1}$                |
| $c$       | : Calor específico   | $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ |
| $D$       | : Diámetro   | $m$                               |
| $d$       | : Distancia  | $m$                               |
| $E$       | : Energía  | $\text{J, kWh}$                   |
| $Em$      | : Emisiones  | $\text{Ton}$                      |
| $f$       | : Fracción solar   | -                                 |
| $h$       | : Entalpía específica  | $\text{kJ kg}^{-1}$               |
| $h_{cv}$  | : Coeficiente de transf. de calor por convección                         | $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$   |
| $I$       | : Corriente  | $\text{A}$                        |
| $M$       | : Masa   | $\text{kg}$                       |
| $\dot{M}$ | : Flujo másico   | $\text{kg s}^{-1}$                |
| $N$       | : Velocidad de giro  | $\text{rpm}$                      |
| $P$       | : Presión  | $\text{bar}$                      |
| $\dot{Q}$ | : Flujo de calor   | $\text{kW ó W}$                   |
| $R$       | : Resistencia  | $\Omega$                          |
| $S$       | : Radiación solar  | $\text{W m}^{-2}$                 |
| $T$       | : Temperatura  | $^{\circ}\text{C}$                |
| $U$       | : Coeficiente global de transferencia de calor,<br>Transmitancia térmica | $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$   |
| $V$       | : Volumen  | $\text{m}^3$                      |
| $\dot{V}$ | : Flujo volumétrico  | $\text{kW ó W}$                   |
| $\dot{W}$ | : Potencia   | $\text{kW ó W}$                   |

### Símbolos griegos

|               |   |                            |
|---------------|---|----------------------------|
| $\Delta$      | : Diferencia  | -                          |
| $\beta$       | : Inclinación del colector, ángulo de chevron           | $^{\circ}$                 |
| $\sigma$      | : Razón entre el área de mínimo flujo y el área frontal | -                          |
| $\phi$        | : Factor de alargamiento                                | -                          |
| $\chi$        | : Distancia entre tubos                                 | $m$                        |
| $\alpha$      | : Coeficiente del colector                              | $m$                        |
| $\varepsilon$ | : Eficacia  | -                          |
| $\eta$        | : Rendimiento   | -                          |
| $\rho$        | : Densidad  | $\text{kg m}^{-3}$         |
| $\tau$        | : Tiempo  | $\text{s, h}$              |
| $\nu$         | : Viscosidad cinemática                                 | $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ |

## Subíndices

|              |   |   |
|--------------|---|---|
| <i>a</i>     | : | Aire  |
| <i>arq</i>   | : | Del plano arquitectónico                              |
| <i>aux</i>   | : | Auxiliar  |
| <i>back</i>  | : | Parte inferior  |
| <i>ccp</i>   | : | Concepción  |
| <i>cell</i>  | : | Celda   |
| <i>cf</i>    | : | Fluido frío   |
| <i>col</i>   | : | Colector  |
| <i>cd</i>    | : | Condensador   |
| <i>cp</i>    | : | Compresor   |
| <i>e</i>     | : | Exterior  |
| <i>el</i>    | : | Eléctrica   |
| <i>em</i>    | : | Motor eléctrico                                       |
| <i>ev</i>    | : | Evaporador  |
| <i>ex</i>    | : | Salida  |
| <i>exp</i>   | : | Expansor  |
| <i>fan</i>   | : | Ventilador  |
| <i>gw</i>    | : | Mezcla de agua con anticongelante                     |
| <i>hf</i>    | : | Fluido caliente                                       |
| <i>hel</i>   | : | Helicoidal ó helicoides                               |
| <i>hour</i>  | : | En horas  |
| <i>hx</i>    | : | Intercambiador de calor                               |
| <i>i</i>     | : | Interno   |
| <i>in</i>    | : | Intermedio  |
| <i>inv</i>   | : | Inversor  |
| <i>loss</i>  | : | Pérdidas  |
| <i>min</i>   | : | Mínima  |
| <i>mp</i>    | : | Máxima Potencia                                       |
| <i>net</i>   | : | Neto  |
| <i>op</i>    | : | Circuito Abierto                                      |
| <i>pp</i>    | : | Bomba   |
| <i>ref</i>   | : | Referencia  |
| <i>s</i>     | : | Isentrópico, sensible, superficial                    |
| <i>sc</i>    | : | Subenfriamiento, corto circuito                       |
| <i>scl</i>   | : | Santiago de Chile                                     |
| <i>SH</i>    | : | Calentamiento de Espacios, sobrecalentamiento         |
| <i>su</i>    | : | Entrada   |
| <i>times</i> | : | Multiplicador de colectores ORC                       |
| <i>t</i>     | : | Tubo  |
| <i>tco</i>   | : | Temuco  |
| <i>tk</i>    | : | Estanque de almacenamiento de agua caliente sanitaria |
| <i>tp</i>    | : | Zona bifásica   |
| <i>v</i>     | : | Volumétrico   |
| <i>w</i>     | : | Agua  |
| <i>wf</i>    | : | Fluido de trabajo                                     |

## Acrónimos

|            |   |   |
|------------|---|---|
| ASHP       | : | Air Source Heat Pump (Bomba de Calor Aerotérmica)                         |
| BPHX       | : | Brazed Plate Heat Exchanger (Intercambiador de calor de placas braceadas) |
| CCP        | : | Concepción  |
| CFC        | : | Clorofluorocarbonos   |
| COP        | : | Coefficient of Performance (Coeficiente de desempeño)                     |
| DHW (ACS)  | : | Domestic Hot Water (Agua Caliente Sanitaria)                              |
| DSH        | : | Direct Solar Heating (Calefacción Solar Directa)                          |
| 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)         |
| MINENERGIA | : | Ministerio de energía   |
| MP         | : | Material Particulado  |
| MMA        | : | Ministerio del Medio Ambiente   |
| NI         | : | No informa  |
| NZEB       | : | Net Zero Energy Building  |
| OMS        | : | Organización Mundial de la Salud  |
| ORC        | : | Ciclo de Rankine Orgánico   |
| PDA        | : | Plan de Descontaminación Ambiental  |
| PV         | : | Fotovoltaico  |
| SCL        | : | Santiago de Chile   |
| SHP        | : | Solar and Heat Pump   |
| SHP/ORC    | : | Sistema Reversible Solar Bomba de Calor y ORC                             |
| SPF        | : | Seasonal Performance Factor   |
| TCO        | : | Temuco  |
| TRNSYS     | : | Transient System Simulation Tool  |
| UdeC       | : | Universidad de Concepción   |
| WHR        | : | Waste Heat Recovery   |

# CAPÍTULO 1

## 1 INTRODUCCIÓN

### 1.1 Identificación y cuantificación del problema/oportunidad

Se estima que el sector de los edificios utiliza el 30% de la energía final a nivel mundial (IEA, 2023). En Chile, los tres grandes consumos energéticos a nivel residencial son calefacción, agua caliente sanitaria (ACS) y electricidad. Las principales fuentes energéticas utilizadas para cubrir estos consumos son la leña (39,6%) y el gas natural (31,4%), las cuales emiten material particulado y dióxido de carbono, respectivamente (MINENERGIA, 2019). Según la Figura 1, la mayor concentración de emisiones de  $MP_{2.5}$  se encuentra en las regiones de la Araucanía, de los Lagos y del Biobío. Por otro lado, aquellas regiones cuyas temperaturas en la época invernal no son bajas o en las cuales la combustión de leña residencial no es tan utilizada, las cantidades emitidas se ven disminuidas notoriamente, por ejemplo, en las regiones del norte o en el caso particular de la región de Magallanes, la cual posee una subvención para el uso de gas.

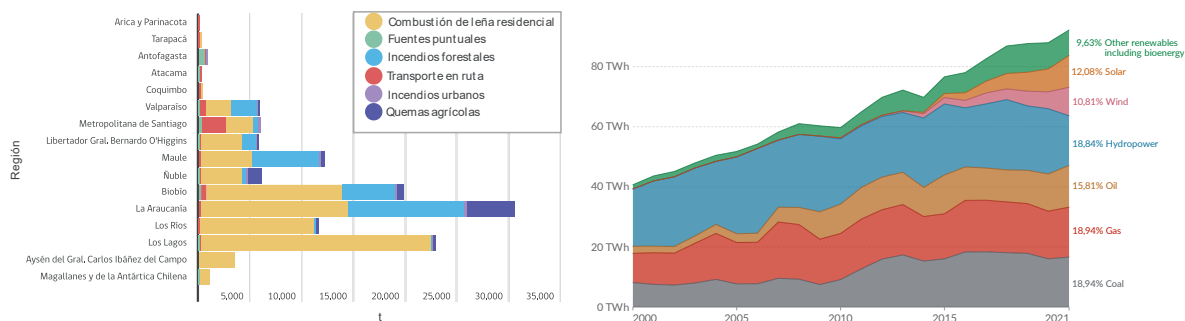


Figura 1: Toneladas de  $MP_{2.5}$  emitidas por región y tipo de fuente durante el 2019 (MINENERGIA & CDT, 2019) y aporte por fuente de generación eléctrica en Chile entre el 2000 y 2021 (Ritchie, 2022).

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 2. Aquellas ciudades con una mayor cercanía a la cordillera de los Andes, sin corrientes de renovación de aire, poseen mayor cantidad de episodios críticos. Tal es el caso de Santiago, Chillán, Los Ángeles, Temuco y Coyhaique.

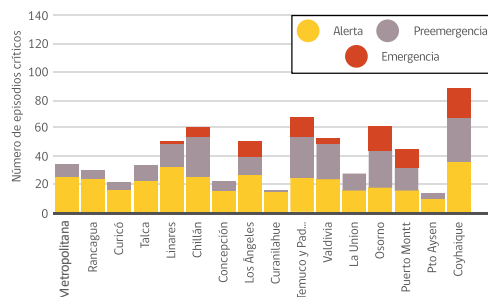


Figura 2: Episodios críticos constatados por  $MP_{2.5}$  en Chile entre 2014 y 2019 (MMA, 2020).

Según la OMS, los peligros que conlleva tener niveles críticos de calidad del aire sobre la salud de las personas radican en su relación con enfermedades respiratorias, ya que se le atribuyen una de cada nueve muertes a nivel mundial (Landrigan et al., 2018).

Otro contaminante utilizado para medir la calidad del aire es el dióxido de carbono, la Figura 3 muestra un desglose de las toneladas de CO<sub>2</sub> emitidas por diversos orígenes durante el año 2019. Las fuentes puntuales emitieron el 72% del total, destacando las termoeléctricas entre las industrias relacionadas, es decir, un gran responsable de las emisiones de CO<sub>2</sub> es el sector eléctrico.

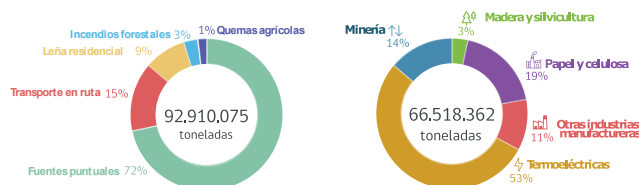


Figura 3: Análisis de las fuentes emisiones de CO<sub>2</sub> chilenas durante el año 2019: Rubros de origen (izquierda) e industrias responsables de las fuentes puntuales (derecha) (MMA, 2021).

La producción de energía eléctrica chilena está se basa principalmente en combustibles fósiles como el carbón, gas o petróleo, a partir de los cuales proviene el 53,69% del suministro. Sumado a lo anterior, un 19% proviene de energía hidráulica y 32,52% de energías renovables (Ritchie, 2022). Para aumentar el aporte de las energías renovables se han promovido iniciativas relacionadas con los *edificios de energía neta cero*, que son aquellos que en un año producen la misma cantidad de energía que consumen, tanto térmica como eléctrica (Athienitis, 2015). Adicionalmente, debido al aumento en los costos de la electricidad, se torna más atractivo producir este tipo de energía a nivel residencial, siendo los sistemas fotovoltaicos (PV) los más utilizados para este efecto debido a la facilidad que presenta su instalación e integración en los techos de las viviendas. Entre sus desventajas, se tiene su bajo rendimiento de conversión, su alto costo inicial y de instalación. Una alternativa menos explorada y que también es capaz de generar electricidad a nivel residencial, son los sistemas reversibles de bomba de calor (HP) y ciclo Rankine orgánico (ORC).

La popularidad de la generación eléctrica a partir de un ORC ha ido en aumento durante los últimos años debido a su capacidad de adaptarse a fuentes de calor de baja temperatura, como los calores residuales, combustión de biomasa, energía solar térmica o energía geotérmica (Macchi & Astolfi, 2017). Este sistema 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.

Las HP son máquinas térmicas utilizadas, entre otras aplicaciones, para calefacción de viviendas y edificios y para producir agua caliente sanitaria, a partir de electricidad y de la energía proveniente del aire, agua o tierra (Dincer et al., 2018). La ventaja de esta tecnología de calefacción, respecto a otras convencionales, es que presentan un menor consumo de energía primaria. Además, no emiten contaminantes en forma directa, indirectamente sí lo hacen por la energía eléctrica que consumen para su funcionamiento. Adicionalmente, se pueden combinar con otras tecnologías, como paneles fotovoltaicos y colectores solares térmicos. A pesar de esto, requieren de una alta inversión inicial, lo cual representa una barrera para su uso. Los componentes básicos de una HP son: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador.

Al repasar los distintos componentes de cada sistema por separado (ORC y HP), es posible darse cuenta de la similitud entre ellos. Como se ve en la Figura 4, ambos utilizan dos intercambiadores de calor (condensador y evaporador), y un compresor o un expansor. Esta similitud sugiere la posibilidad de diseñar un expansor reversible, es decir, que pueda trabajar como expansor y como compresor. De manera general, este diseño requeriría: mantener los dos intercambiadores de

calor y agregar una bomba, dos válvulas de tres vías, y una válvula de expansión. De esta forma, sería posible concebir un ciclo reversible que pueda trabajar como Bomba de Calor (HP) y como ciclo de Rankine orgánico (ORC). La reversibilidad del equipo diseñado permitiría suministrar la demanda de calefacción y de ACS de la vivienda en los periodos fríos y generar electricidad en los periodos más cálidos, disminuyendo el tiempo de reposición de la inversión con un aumento del precio inicial relativamente bajo, como lo propone Schimpf et al., (2011).

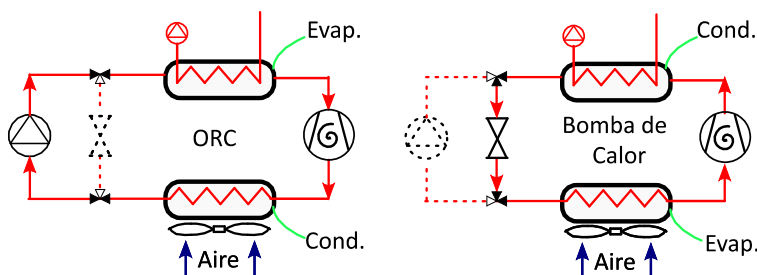


Figura 4: Sistema reversible HP/ORC en sus dos modos de funcionamiento.

Es importante destacar que, al combinar los sistemas, se combinan también sus restricciones. Particularmente, las instalaciones basadas en ORC tienen rendimientos que oscilan entre un 4 y un 20% (Yaïci et al., 2020), aumentando al tener niveles de temperatura mayores; mientras que, en el caso de las bombas de calor, al aumentar la diferencia de temperatura del sistema, el COP disminuye. Según Steger et al., (2020), el efecto del COP es más dominante que el del rendimiento del ORC a la hora de hacer el balance del sistema en un periodo de funcionamiento dado. Por ello, es relevante contar con un modelo de simulación robusto que pueda predecir el comportamiento de estos sistemas reversibles. Lo anterior con el fin de determinar puntos de funcionamiento óptimos y para evaluar la aplicabilidad de este tipo de sistemas en condiciones más representativas de la realidad.

El sistema reversible debe tener una fuente de calor para el evaporador cuando trabaja en modo ORC. Algunas alternativas utilizadas para ello han sido: calores residuales, acoplamiento a calderas tradicionales de biomasa o bien la utilización de energía solar (Yaïci et al., 2020). En este último caso, la utilización de colectores solares térmicos permite suplir una parte importante de la demanda de agua caliente sanitaria. Sin embargo, dichos sistemas son tradicionalmente diseñados para evitar el sobrecalentamiento que se puede producir durante los meses de verano, lo cual aumenta el consumo de energía auxiliar en los meses de invierno. Este consumo de energía auxiliar se puede disminuir eliminando la restricción de sobrecalentamiento y diseñando el sistema para suplir una mayor parte de la demanda. Así, se podrían aprovechar los excesos de energía durante el verano para producir energía eléctrica mediante el sistema reversible HP/ORC (Dickes et al., 2017).

## 1.2 Estado del arte

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 (Schimpf et al., 2011). El caso de estudio fue aplicado en una vivienda unifamiliar de 150 m<sup>2</sup>, con 12 m<sup>2</sup> de colector solar, usando R134a como fluido de trabajo y considerando 3 ciudades: Bochum, Ankara y Denver (Schimpf & Span, 2015b). 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 (Schimpf & Span, 2015a). De su investigación se desprende entonces 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 aplicables a los flujos y presiones necesarios en el ORC: la de pistón (cuyo alto costo encarece al sistema, pero permite presiones de hasta 2,75 MPa) y las 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 (Dumont, 2017). El caso de estudio fue una vivienda unifamiliar de 138 m<sup>2</sup>, de arquitectura mediterránea y habitada por 4 personas (Dumont et al., 2015). Este sistema, mostrado en la Figura 5, 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: ORC, calefacción directa mediante el colector solar, y bomba de calor como sistema de apoyo. Su principio de funcionamiento es que, 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 para 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 (Dumont et al., 2016). 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 tenía mayores consumos y mayores producciones netas que el sistema HP/ORC. En los casos en los cuales 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.

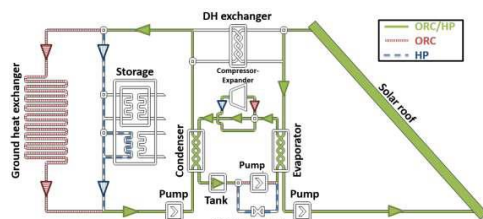


Figura 5: Esquema del sistema HP/ORC propuesto por Dumont (2017).

Es importante mencionar que el uso de bombas de calor en la zona centro sur de Chile es una solución real a los problemas de contaminación por lo que atraviesan las ciudades ubicadas en esta zona. Por lo tanto, este estudio es un buen complemento para evaluar la reversibilidad de una tecnología que responde a una problemática contingente.

### 1.3 Solución propuesta

En esta investigación se propone comparar dos tecnologías compatibles con las demandas energéticas de edificios residenciales: un sistema reversible de HP/ORC combinado con colectores solares térmicos y una bomba de calor combinada con paneles fotovoltaicos, cuyo propósito es satisfacer la demanda de calefacción, de agua caliente sanitaria y de producir la mayor cantidad de energía eléctrica considerando la superficie disponible en el techo del edificio. Ambas soluciones permiten además disminuir las emisiones de material particulado y gases de efecto invernadero. El uso de este tipo de sistema en edificios residenciales de mediana altura no ha sido investigado hasta la fecha de publicación de esta tesis. A diferencia de las viviendas unifamiliares, los edificios de apartamentos poseen mayores demandas térmicas, que es la principal fortaleza de los sistemas reversibles de HP/ORC, no siendo el caso de los sistemas fotovoltaicos, cuya fortaleza es la generación de energía eléctrica. Esta investigación se realizará mediante simulaciones obtenidas de modelos numéricos, los cuales serán sometidos a las mismas condiciones de borde, como la ubicación geográfica y características del edificio (constructivas y de demanda energética). Los principales indicadores que se evaluarán son: la eficiencia energética de estos sistemas, su costo de operación y su impacto sobre el medio ambiente. Adicionalmente y a diferencia de autores anteriores, que han utilizado intercambiadores de calor geotérmicos, se evaluará el uso de un evaporador que absorba el calor desde el aire en el caso del modo bomba de calor, y que al invertir el ciclo a ORC, funcione como condensador enfriado por aire. La evaluación se realizará mediante simulación numérica, ya que ella permite alcanzar resultados de alta confiabilidad sin incurrir en los costos necesarios para la implementación física de los sistemas. De esta forma, se pueden comparar diversas estrategias de control, configuraciones del sistema y características de sus componentes.

### 1.4 Hipótesis y objetivos

#### 1.4.1 Hipótesis

Un sistema reversible HP/ORC y colectores solares térmicos posee un mayor SPF que un sistema combinado de bomba de calor y paneles fotovoltaicos al ser utilizados, separadamente, para satisfacer la demanda térmica y eléctrica de un edificio residencial.

#### 1.4.2 Objetivos

##### 1.4.2.1 Objetivo general

Determinar, mediante una simulación numérica, el rendimiento estacional, las emisiones de contaminantes y el costo de operación de un sistema reversible HP/ORC y colectores solares térmicos, y un sistema combinado de HP y paneles fotovoltaicos acoplados a un edificio residencial.

##### 1.4.2.2 Objetivos específicos

OE1: Determinar las demandas energéticas de calefacción, agua caliente sanitaria y electricidad del caso de estudio.

OE2: Diseñar el sistema reversible HP/ORC acoplado a colectores solares y el sistema combinado de HP y paneles fotovoltaicos.

OE3: Implementar y validar los modelos de simulación de cada componente de ambos sistemas.

OE4: Simular la operación de ambos sistemas durante un año típico y comparar los resultados obtenidos.



## 1.5 Metodología

Actividad 1: Determinación de la demanda de calefacción, de agua caliente sanitaria y de electricidad (OE1).

Se debe seleccionar un edificio de departamentos ubicado en una ciudad con altas emisiones de MP2.5, ya que ello indica una fuerte presencia de calefacción por combustión a leña. Los planos de la vivienda se obtendrán de la constructora del edificio, haciendo énfasis en la composición y geometría de las ventanas, paredes, pisos y techos. Las condiciones atmosféricas consideradas se determinarán de Meteonorm (Meteotest AG, 2020). La demanda de calefacción se determinará con el software TRNSYS (University of Wisconsin-Madison, 2010), 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. 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), se obtengan los valores del levantamiento de información de dichos consumos. El principal resultado de esta actividad serán las demandas energéticas del edificio: calefacción, agua caliente sanitaria y electricidad.

Actividad 2: Definición de las arquitecturas de los sistemas a considerar (OE2).

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 será la arquitectura de cada sistema y las tecnologías utilizadas en cada una de ellas.

Actividad 3: Dimensionamiento de ambos sistemas (OE2).

Una vez obtenidas las demandas de calefacción, agua caliente sanitaria y electricidad, 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 del sistema de control de cada sistema, teniendo como requisito; satisfacer las necesidades térmicas (de ACS y calefacción) durante todo el año y generar la mayor cantidad de electricidad posible utilizando el área del techo del edificio. El resultado de esta actividad será una ficha técnica de cada uno de los componentes del sistema, la que será obtenida de los catálogos de los fabricantes.

Actividad 4: Implementación y validación de los modelos de simulación (OE3).

Una vez obtenidas las características de cada componente se procederá a realizar un modelo de simulación numérico de cada componente. Estos modelos incluirán: 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 paneles fotovoltaicos, modelo de colectores solares térmicos, modelo de un estanque de acumulación de agua, y modelo de un sistema de control. Los modelos serán implementados en Python (Python Core Team, 2019) y serán validados con los datos de catálogo obtenidos en la actividad 3. 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 requeridas para el sistema global. La Figura 6 muestra una representación gráfica de los modelos reversible y convencional.

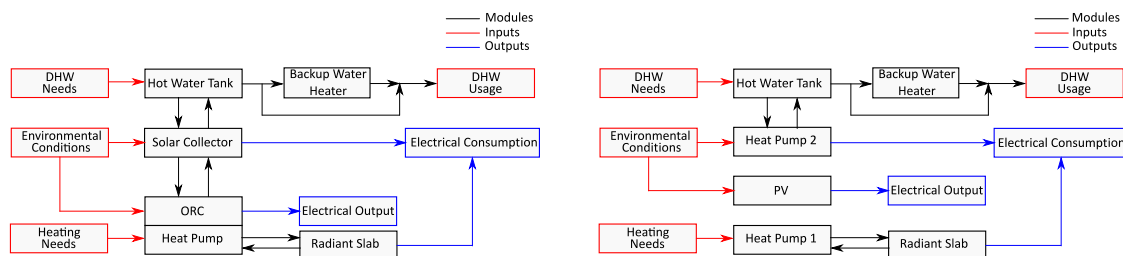


Figura 6: Representación gráfica de los módulos desde el punto de vista de la programación. A la izquierda para el sistema reversible, a la derecha el sistema convencional.

#### Actividad 5: Simulación de los sistemas considerados (OE4).

La simulación será de carácter horaria, ya que las condiciones ambientales y perfiles de consumo de los ocupantes variarán con respecto al tiempo, cuyo paso será de 1 hora utilizando un periodo de un año. Particularmente, debido a que el estanque de almacenamiento posee una masa no despreciable, éste será el único modelo que requerirá la consideración de almacenamiento de energía. Para cada sistema se tendrá un indicador representativo de todo el periodo (anual y mensual), considerando los efectos útiles de energía térmica y eléctrica obtenidos, así como los consumos asociados a los dispositivos auxiliares necesarios para su funcionamiento. Se obtendrán las emisiones de contaminantes y el costo operacional en base a la simulación anual. Finalmente, se discutirá el efecto de las condiciones de borde sobre los resultados de la simulación cambiando la localización del edificio a otras dos ciudades pertenecientes a la zona centro sur del país.

## CAPÍTULO 2

### 2 METODOLOGÍA

#### 2.1 Marco teórico

##### 2.1.1 Edificios de energía neta cero (NZEB)

La política energética nacional del 2021 (MINENERGIA, 2021), establece como meta el 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 Athienitis & O'Brien (2015), un edificio de energía neta cero, es aquél en el cual, en el transcurso de un año, se produce un nivel de energía (térmica y eléctrica) a partir de fuentes renovables igual al que se importa desde la red. Recurrentemente se confunde dicha definición con el término de casa pasiva (del alemán *Passivhaus*), la 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 (Cotterell & Dadeby, 2012). 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 la 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 et al., (2019), para paneles fotovoltaicos, se define el potencial de un edificio de 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 también ser usada para un ORC acoplado a colectores solares.

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

La Figura 7 muestra la estrategia a seguir para reacondicionar edificios existentes y transformarlos gradualmente en NZEB y fue propuesta por Da Costa el 2022 para ser aplicada en los edificios existentes de la universidad de Málaga (Da Costa et al., 2022). 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<sup>-2</sup> y<sup>-1</sup>], que al sumarse con el consumo eléctrico llegaba hasta 160 [kWh m<sup>-2</sup> y<sup>-1</sup>]. Sus resultados indican que se puede satisfacer

entre un 40 y 50 % de la demanda usando paneles fotovoltaicos. Añade que la utilización de una bomba de calor reduciría la demanda energética en un 26 % adicional. Del mismo modo, una mejora en las luminarias implica un ahorro de entre 8 y 20 % del total.

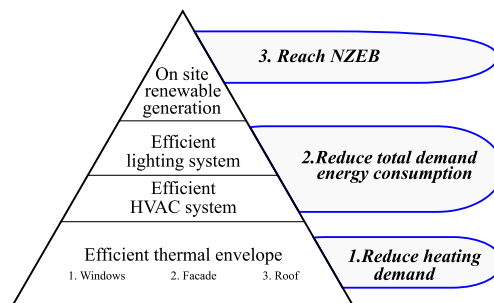


Figura 7: Estrategia de reacondicionamiento para edificios existentes en climas mediterráneos (Da Costa et al., 2022).

### 2.1.2 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 de 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 2. 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 centralizados tendría mayor aplicabilidad a partir de los datos de (MINVU, 2017), (Huneus et al., 2020), y (MMA, 2020).

| 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.

Tabla 2: Características de las ciudades seleccionadas (UC, 2005), (Meteotest AG, 2020).

| Ciudad   | Santiago | Concepción | Temuco |
|--|----------|------------|--------|
| Clasificación climática de Köppen  | Csb      | Csb        | Cfb    |
| Zona térmica chilena   | 3        | 4          | 5      |
| Temperatura media anual [°C]   | 15,2     | 12,9       | 11,6   |
| Radiación total anual sobre una superficie horizontal [kWh m <sup>-2</sup> y <sup>-1</sup> ] | 1720     | 1493       | 1537   |

## 2.2 Caracterización de la demanda energética

### 2.2.1 Selección del edificio de departamentos

El edificio seleccionado pertenece al complejo residencial mostrado en la Figura 8, 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 9 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 A, se desprende que el edificio posee alrededor de 22 metros de altura.

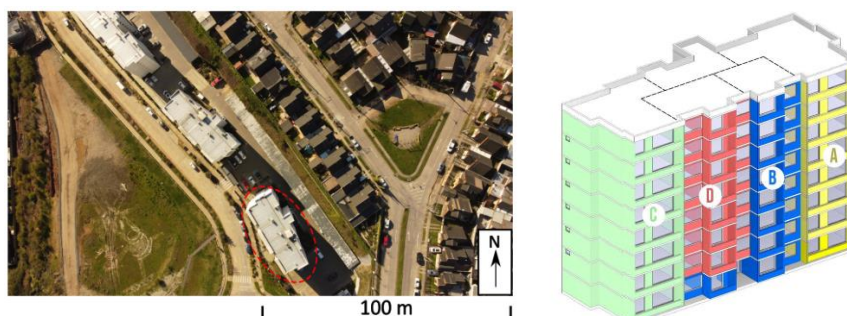


Figura 8: Ubicación geográfica del edificio seleccionado y su vista en plano isométrico (CitecUBB, 2021).



Figura 9: Disposición de los departamentos dentro del edificio para el primer piso (izquierda) y para los pisos 2 a 8 (derecha). (CitecUBB, 2021).

La superficie de cada departamento es mostrada en la Tabla 3 (CitecUBB, 2021). Adicionalmente, se muestra el número de ocupantes máximos para el cual fue diseñado cada departamento, a partir de lo cual se tiene que en todo el edificio habría un 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 (CitecUBB, 2021).

| Tipo de Departamento         | A     | B     | C     | D     |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| Superficie [m <sup>2</sup> ] | 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/m<sup>3</sup>] 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 y posteriormente definirán las condiciones de borde a ingresar en el software de cálculo para el sistema de calefacción (INN, 2007).

Tabla 4: Propiedades de los materiales presentes en la construcción del edificio (INN, 2007).

| Material               | Densidad [kg m <sup>-3</sup> ] | Conductividad térmica [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ] | Calor específico [kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ] |
|------------------------|--------------------------------|--|---|
| 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.

| Estructura         | Caracterización  | U [W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ] |
|--------------------|--|--|
| Paredes exteriores | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Hormigón armado: 180 [mm]</li> <li>- Cámara de aire: 30 [mm]</li> <li>- Poliestireno expandido: 20 [mm]</li> <li>- Placa de yeso cartón: 10 [mm]</li> </ul>                     | 0,53                                   |
| Paredes Interiores | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Tabiquería de acero galvanizado 60 x 38 x 6 x 0.85 [mm]</li> <li>- Doble aislación térmica de lana de vidrio: 60 [mm]</li> <li>- Doble placa de yeso cartón: 15 [mm]</li> </ul> | 0,32                                   |
| Techumbre          | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Tabiquería de acero galvanizado y aislación térmica de lana de vidrio: 100 [mm]</li> <li>- Placa metálica: 1 [mm]</li> </ul>  | 0,39                                   |
| Ventanas           | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Termopanel de cristal bifacial de 4 [mm] y cámara de aire de 8 [mm]</li> </ul>  | 2,91                                   |
| Pisos              | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Loza de hormigón armado: 150 [mm]</li> <li>- Poliestireno expandido: 20 [mm]</li> <li>- Piso flotante: 8 [mm]</li> </ul>  | 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 (INN, 2007).

| Superficie   | h <sub>s</sub> [W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ] |
|--|---|
| 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  |

### 2.2.2 Demanda de calefacción

Para el cálculo de la demanda de calefacción se utiliza el software TRNSYS 17 (University of Wisconsin-Madison, 2010). 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 10. Las zonas adyacentes se conectan entre sí considerando las paredes y superficies en común. La Figura 10 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 9, el área de las paredes exteriores comprende todas las caras que enfrentan dicha dirección, por ello la cara sureste del apartamento C y noroeste del tipo A no tienen la misma superficie.

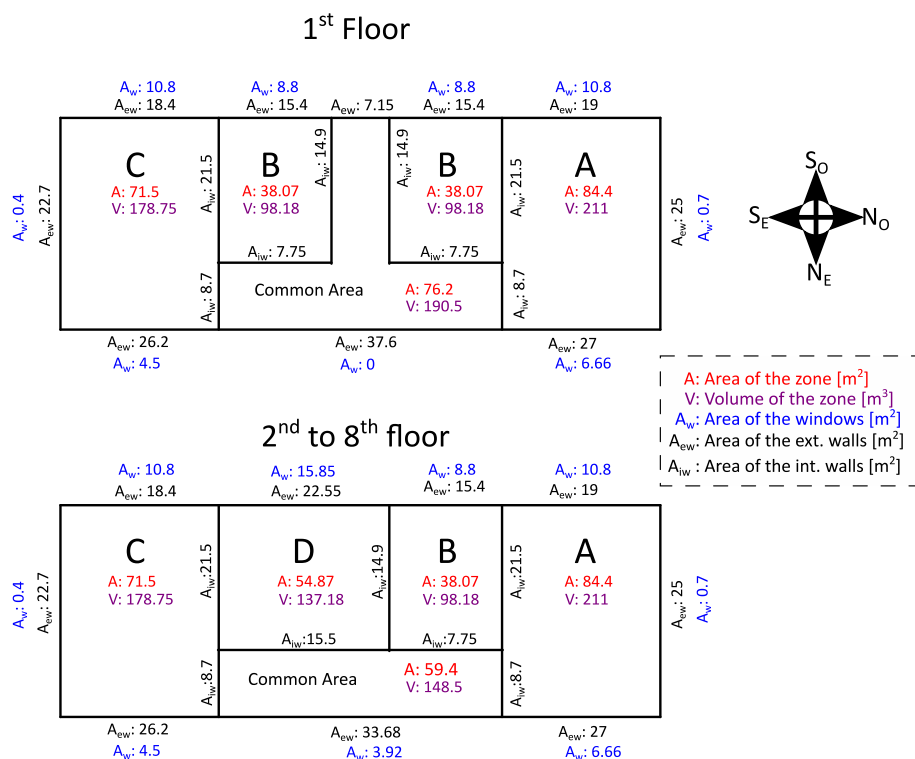


Figura 10: Simplificación de las zonas térmicas a evaluar en TRNSYS 17.

Para analizar el caso más desfavorable, la unidad terminal del sistema de calefacción corresponde a un radiador, el cual funcionará según los horarios mostrados en la Tabla 7 únicamente para los departamentos (las zonas comunes no serán calefaccionadas). Además, se considera una tasa de una renovación de aire por hora para evaluar un caso desfavorable.

Tabla 7: Horarios definidos para el confort térmico de las zonas calefaccionadas.

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

La Tabla 8 muestra las mejores de la envolvente térmica propuestas al seguir la normativa Passivhaus (Cotterell et al., 2012).

Tabla 8: Resumen de mejoras propuestas para el reacondicionamiento.

| Ítem   | Paredes exteriores                        | Techumbre                         | Pisos                     | Ventanas                               |
|--|---|-----------------------------------|---------------------------|--|
| Mejora propuesta   | Añadir 200 [mm] de Poliéstireno expandido | Añadir 200 [mm] de lana de Vidrio | Añadir 250 [mm] de corcho | Cambio a termopanel de argón 4-8-4-8-4 |
| Antigua transmitancia [W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ] | 0,53                                      | 0,39                              | 1,53                      | 2,91                                   |
| Nueva transmitancia [W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]   | 0,15                                      | 0,15                              | 0,14                      | 0,58                                   |



Para evaluar el efecto de la mejora del aislamiento térmico se realiza una simulación preliminar utilizando los valores originales de transmitancia térmica para cada superficie sin considerar un periodo de trabajo definido, es decir, con la calefacción encendida todo el año. Sus resultados mostraron la conveniencia de definir un periodo de calefacción entre el 1 de abril y el 31 de octubre. La Figura 11 muestra el resultado de la simulación de calefacción anual para cada ciudad. Debido a las diferentes condiciones climáticas, cada ciudad tiene un comportamiento, potencia máxima y uso total de energía diferente. Temuco es la ciudad con mayores requerimientos de potencia de calefacción, mientras que Santiago debido a sus mayores temperaturas ambientales, requiere menos energía para alcanzar los niveles de confort definidos.

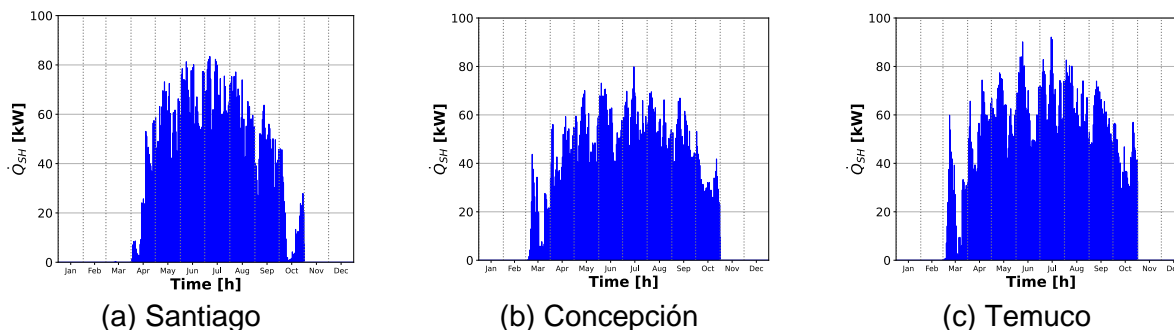


Figura 11: Demanda anual de potencia de calefacción después del mejoramiento de la envolvente y la definición del periodo de calefacción.

La Tabla 9 resume los resultados de la simulación antes y después de la mejora de la envolvente térmica. Como era de esperar, todas las ciudades redujeron su potencia máxima, el uso total de energía y los niveles específicos de energía. En particular, las plantas comprendidas entre la 2 y la 7 muestran un menor consumo en comparación con la primera y la última planta. La potencia máxima del sistema de calefacción  $\dot{Q}_{SH,max}$  se reduce casi en un 30% en cada ciudad, mientras que el consumo de energía  $E_{th,SH}$  se reduce al menos en un 18%. Los intervalos de energía específica se ven reducidos, sin embargo, no llegan a los niveles requeridos en una vivienda Passivhaus ( $15 \text{ [kWh m}^{-2} \text{ y}^{-1}]$ ), lo cual 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. Los resultados son congruentes con la investigación de Da Costa et al., (2022), la cual indicaba una reducción energética del 26% (ver inciso 2.1.1).

Tabla 9: Resultados al aplicar un mejoramiento de la envolvente térmica y definición del periodo de calefacción.

| Ciudad (Clasif. Köppen)   | Santiago (Csb) |         | Concepción (Csb) |         | Temuco (Cfb) |         |
|---|----------------|---------|------------------|---------|--------------|---------|
| Envolvente térmica  | Antes          | Después | Antes            | Después | Antes        | Después |
| $\dot{Q}_{SH,max}$ [kW]   | 116,2          | 83,42   | 113,9            | 79,86   | 129          | 92,11   |
| $E_{th,SH}$ [kWh y <sup>-1</sup> ]                                      | 97 907         | 79 714  | 116 698          | 95 457  | 146 176      | 116 201 |
| Energía específica promedio [kWh m <sup>-2</sup> y <sup>-1</sup> ]      | 49,6           | 40,38   | 59,1             | 48,4    | 74,1         | 58,87   |
| Intervalos de energía específica [kWh m <sup>-2</sup> y <sup>-1</sup> ] | 40 - 100       | 36 - 55 | 50 - 110         | 45 - 67 | 60 - 130     | 55 - 82 |

### 2.2.3 Demanda de agua caliente sanitaria y electricidad

Los consumos de ACS y electricidad están relacionados con un comportamiento regular de los ocupantes del edificio. Ambos necesitan un perfil de consumo horario definido que se aplica a una tasa de consumo diario por persona. En el caso del ACS, esta tasa de consumo diario se considera constante a lo largo del año, mientras que para la electricidad se utiliza una variación basada en las facturas de consumo real del edificio.

#### 2.2.3.1 Perfil de consumo horario

Hasta la publicación de esta tesis, no se han encontrado perfiles empíricos de ACS por hora basados en la cultura chilena o sudamericana. Por lo tanto, este estudio se realizará en base a un perfil europeo determinado empíricamente por Ahmed et al., (2016), que identificó diferencias entre el comportamiento de los habitantes durante los días laborales (días de semana) y los fines de semana. Para ello, Ahmed supervisó el comportamiento de distintos grupos de personas que vivían en apartamentos finlandeses a lo largo de un año. Sus resultados indican que entre semana hay dos horas en las que la demanda es máxima, durante la mañana (de 07:00 a 09:00) y la tarde (de 20:00 a 22:00), siendo la primera ligeramente superior a la segunda. Estos aumentos se deben principalmente a las duchas antes y después de las actividades laborales de los ocupantes. Por otro lado, en los fines de semana, el primer pico se retrasa entre dos y tres horas, como se observa en la Figura 12(a), que muestra la comparación entre ambos perfiles de ACS respecto a la demanda total diaria.

En el caso de la electricidad, gracias a la instalación de medidores inteligentes, ha sido posible registrar el consumo horario de los hogares chilenos. Sánchez-López et al., (2022), registró el consumo horario de 218 275 consumidores residenciales en 32 comunas de Santiago entre marzo y septiembre de 2020. La Figura 12(b), muestra el perfil resultante que alcanza su máximo entre las 20:00 y las 23:00.

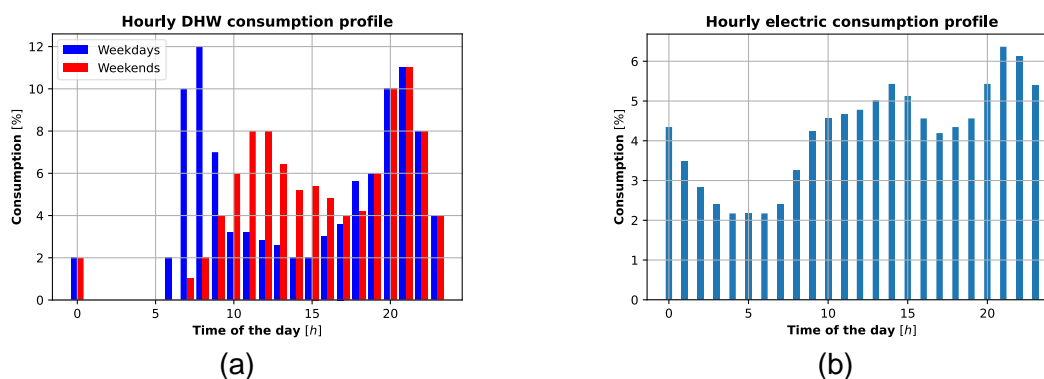


Figura 12: Consumo horario de (a) ACS y (b) electricidad utilizados en este estudio (Ahmed et al., 2016), (Sánchez-López et al., 2022).

#### 2.2.3.2 Magnitud de consumo diario por persona

Las magnitudes diarias por persona del consumo de ACS y electricidad se estiman haciendo un seguimiento de los medidores de electricidad y gas natural disponibles en el edificio original durante 28 días. Los resultados del estudio se normalizan por día y por persona, como se muestra en la Figura 13. Según los planos del edificio, ninguno de los apartamentos utiliza las conexiones de gas natural para otro fin que no sea producir ACS con los calentadores de agua preinstalados. Por lo tanto, el consumo diario de ACS per cápita se calcula considerando la temperatura

promedio de la red de agua en Concepción durante diciembre y enero, así como una temperatura de consumo fija de 45°C para todos los habitantes y las características técnicas de los calefones preinstalados (INN, 2016). Los valores medios de consumo diario per cápita de electricidad y ACS son respectivamente 1,69 kWh per.<sup>-1</sup> día<sup>-1</sup> y 29,53 L per.<sup>-1</sup> día<sup>-1</sup>. El detalle de la caracterización empírica del edificio se encuentra en el Anexo 2.

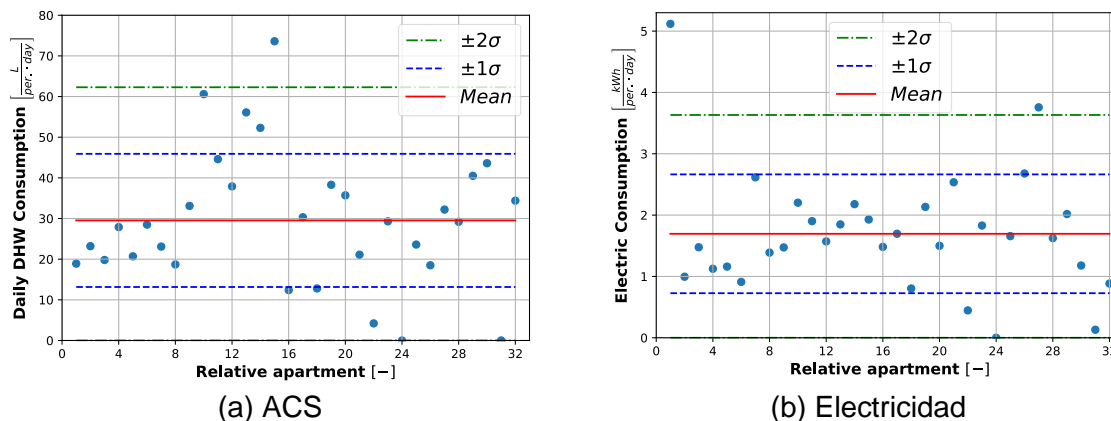


Figura 13: Distribución de consumo en los departamentos del edificio original.

La Figura 14 muestra la cantidad de personas por tramo de consumo de ACS y electricidad, observándose una distribución homogénea a pesar de la baja cantidad de personas en la muestra.

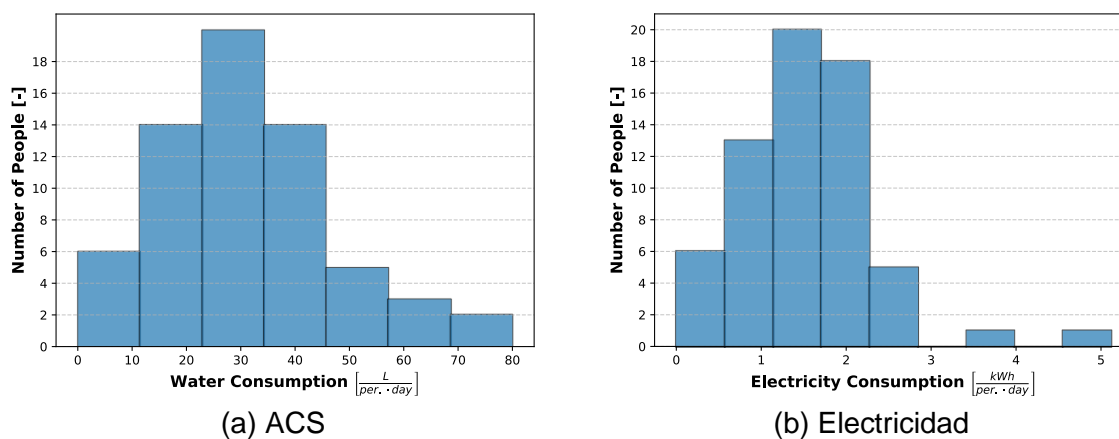


Figura 15: Cantidad de personas por tramo de consumo.

### 2.2.3.3 Consumo energético anual de ACS y electricidad

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 (3). 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 30 [L per.<sup>-1</sup> día<sup>-1</sup>]. Los valores promedio de temperatura de la red se obtienen de la guía de diseño de la CDT y son mostrados en la Figura 16 para las tres ciudades.

$$\dot{Q}_{DHW} = \dot{M}_{w,DHW} \cdot c_{p,w} \cdot (T_{ref,DHW} - T_{grid}) \quad (3)$$

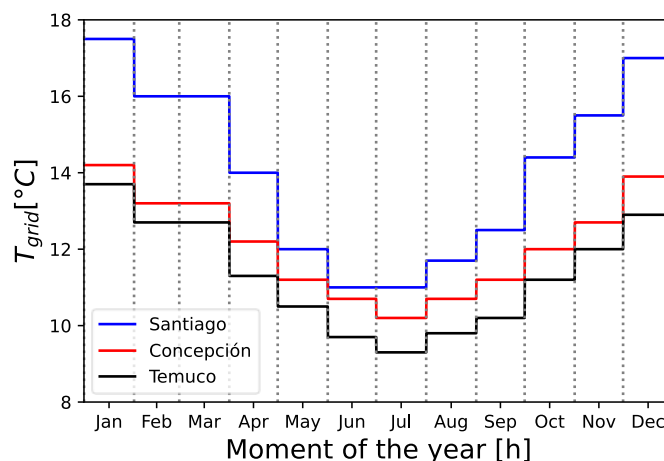


Figura 16: Temperaturas promedio de la red en Santiago, Concepción y Temuco (MINENERGIA, Corporación de Desarrollo Tecnológico, & Programa de las Naciones Unidas para El Desarrollo, 2010).

Los resultados de potencia máxima y consumo anual de ACS y electricidad se muestran en la Tabla 10, las cuales serán utilizadas para el dimensionamiento de los equipos.

Tabla 10: Potencia máxima y consumo energético anual de la demanda de ACS y electricidad.

| Uso          | Ítem                               | Santiago | Concepción | Temuco |
|--------------|------------------------------------|----------|------------|--------|
| ACS          | Potencia máxima [kW <sub>t</sub> ] | 11,8     | 12,0       | 12,2   |
|              | Energía anual [kWh <sub>t</sub> ]  | 33 354   | 34 925     | 35 564 |
| Electricidad | Potencia máxima [kW <sub>e</sub> ] |          | 8,7        |        |
|              | Energía anual [kWh <sub>e</sub> ]  |          | 41 266     |        |

### 2.3 Propuestas de diseño

La Figura 17 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 de trabajo que pasa a través de ellas. La línea del circuito de la bomba de calor y del sistema reversible no puede mezclarse con la de otro fluido, ya que esto alteraría las propiedades del refrigerante y aumentaría las posibilidades de fuga. Además, para evitar el congelamiento nocturno en el circuito solar se utiliza una mezcla de agua con anticongelante.

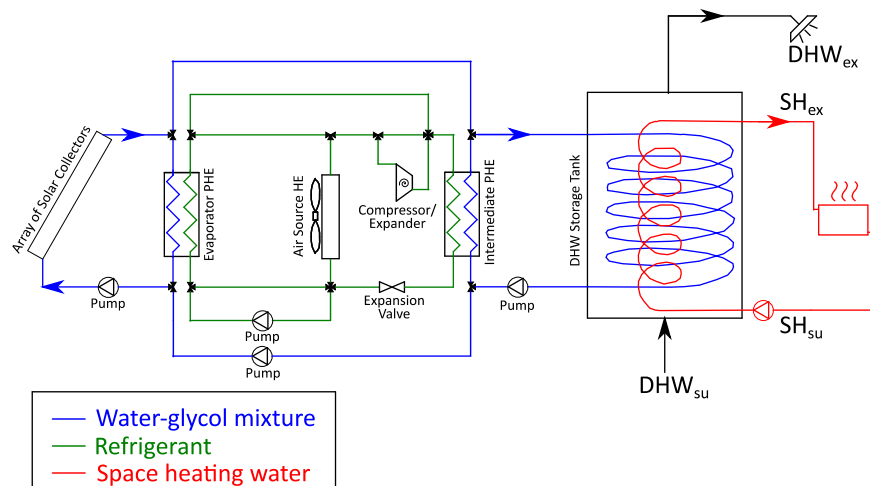


Figura 17: Diseño del sistema HP/ORC-COL.

La estrategia de control propuesta sigue el árbol de decisión de la Figura 18, el cual considera 4 modos de funcionamiento dependiendo de la temperatura del agua en el estanque; bomba de calor aerotérmica, calefacción solar directa por los colectores solares térmicos, generación eléctrica mediante el ORC y el modo de *Standby*. Cuando la demanda de calor no es cubierta por el estanque de almacenamiento, se evalúa si los flujos de calor que pueden proporcionar los colectores son mayores a la suma de los flujos calor para ACS y calefacción. En ese caso se utiliza el modo de calefacción solar directa (*Direct Solar Heating*). En caso contrario, se extraerá calor del aire usando una bomba de calor (*Air Source Heat Pump*). Cuando la demanda sea cubierta por el estanque de almacenamiento y la temperatura a la salida de los colectores sea mayor a 70°C se puede utilizar el modo ORC. El Anexo 3 muestra una descripción gráfica de los modos de funcionamiento.

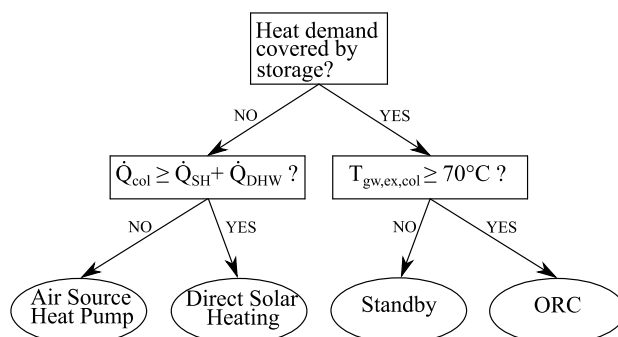


Figura 18: Sistema de control del sistema HP/ORC-COL.

Del mismo modo, la Figura 19 muestra el esquema propuesto para el sistema de bomba de calor acoplada con el conjunto de paneles fotovoltaicos. A diferencia del sistema HP/ORC-COL, este sistema no requiere de alternancia, ya que los componentes son independientes entre sí.

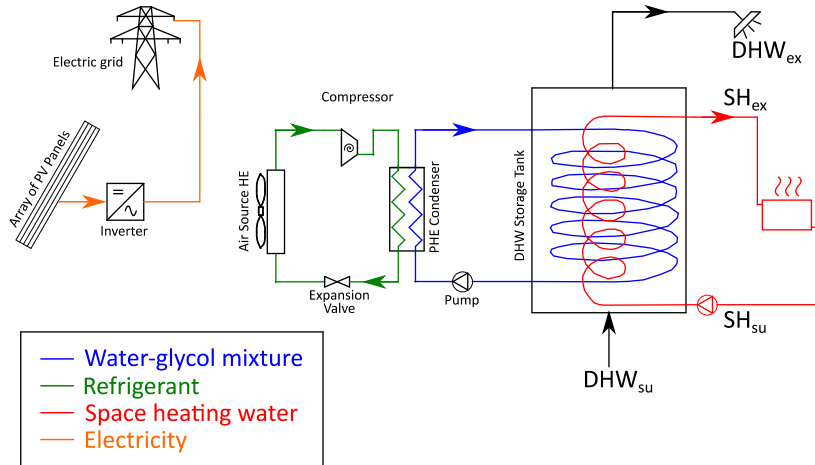


Figura 19: Diseño del sistema HP-PV.

Luego, considerando el techo disponible del edificio y la geometría de los colectores solares térmicos y paneles fotovoltaicos seleccionados, se obtienen las disposiciones de la Figura 20. A diferencia del estudio previo (Pezo et al., 2023), en este caso se utiliza una inclinación nula para aumentar la cantidad de colectores y paneles, y así evitar la producción de sombras entre filas.

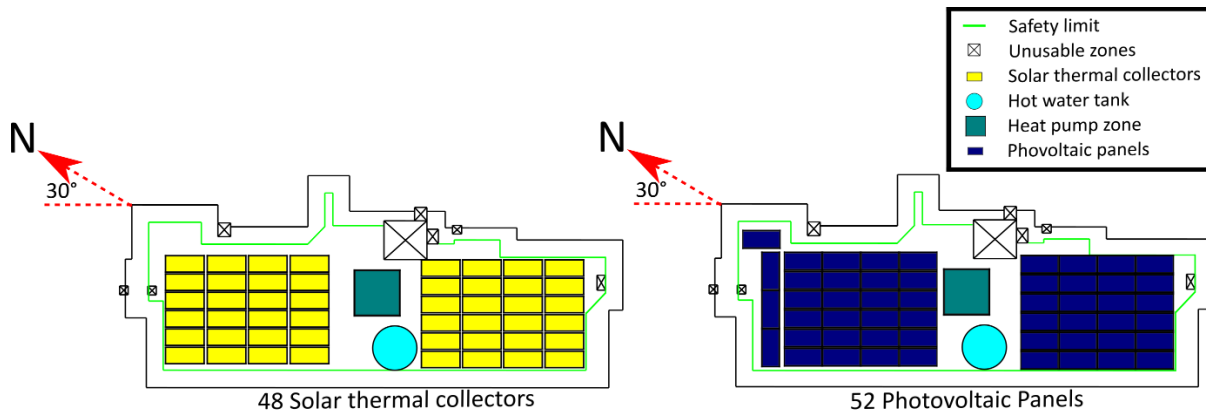


Figura 20: Disposición de ambos sistemas en el techo del edificio.

#### 2.4 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  $A_{0,1,2}$ , la radiación solar incidente en el lugar en el que se instalarán los paneles  $S$ , y de la diferencia de temperaturas a la entrada del colector y la del aire rodeando al panel:

$$\eta_{col} = a_0 - a_1 \frac{(T_{gw,su,col} - T_{a,amb})}{S} - a_2 \frac{(T_{gw,su,col} - T_{a,amb})^2}{S} \quad [\%] \quad (4)$$

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

$$\dot{Q}_{col} = \eta_{col} A_{col} S \quad (5)$$

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

$$\dot{Q}_{col} = \dot{M}_{gw,col} c_{gw} (T_{gw,ex,col} - T_{gw,su,col}) \quad (6)$$

Se seleccionan colectores planos con cubierta simple (FPC) por sobre los colectores de tubos al vacío (ETC), ya que según las recomendaciones de Schimpf et al., (2015b), la diferencia entre el calor obtenido al utilizar colectores al vacío resulta marginal considerando el mayor costo de inversión requerido. Luego, se selecciona el modelo Vitosol 300F del fabricante Viessmann (2010), cuyas especificaciones se muestran en el Anexo 5 junto al resto de componentes del sistema.

## 2.5 Modelo de los paneles fotovoltaicos

Para los paneles fotovoltaicos se utiliza el modelo de 5 parámetros propuesto por De Soto et al., (2006), el cual utiliza los datos de fabricante para replicar las curvas de voltaje-corriente y voltaje-potencia. El modelo requiere un pretratamiento para la identificación de parámetros, para lo cual se utilizan las siguientes ecuaciones:

En corto circuito se tiene  $I = I_{sc,ref}$  y  $V = 0$ :

$$I_{sc,ref} = I_{L,ref} - I_{o,ref} \left[ \exp\left(\frac{I_{sc,ref} R_{s,ref}}{a_{ref}}\right) - 1 \right] - \frac{I_{sc,ref} R_{s,ref}}{R_{sh,ref}} \quad (7)$$

Para la condición de circuito abierto se tiene que  $I = 0$  y  $V = V_{oc,ref}$ :

$$0 = I_{L,ref} - I_{o,ref} \left[ \exp\left(\frac{V_{oc,ref}}{a_{ref}}\right) - 1 \right] - \frac{V_{oc,ref}}{R_{sh,ref}} \quad (8)$$

En el punto de máxima potencia se tiene que  $I = I_{mp,ref}$  y  $V = V_{mp,ref}$ :

$$I_{mp,ref} = I_{L,ref} - I_{o,ref} \left[ \exp\left(\frac{V_{mp,ref} - I_{mp,ref} R_{s,ref}}{a_{ref}}\right) - 1 \right] - \frac{V_{mp,ref} - I_{mp,ref} R_{s,ref}}{R_{sh,ref}} \quad (9)$$

En el punto de cortocircuito la pendiente de la curva de corriente se puede calcular como:

$$\frac{dI}{dV_{sc}} = \frac{-1}{R_{sh,ref}} = \frac{\frac{I_{o,ref}}{a_{ref}} \exp\left(\frac{I_{sc,ref} R_{s,ref}}{a_{ref}}\right) + \frac{1}{R_{sh,ref}}}{1 + \frac{R_{s,ref}}{R_{sh,ref}} + \frac{I_{o,ref} R_{s,ref}}{a_{ref}} \exp\left(\frac{I_{sc,ref} R_{s,ref}}{a_{ref}}\right)} \quad (10)$$

En el punto de máxima potencia la pendiente de la curva de corriente debe ser cero, por lo que:

$$0 = I_{mp,ref} + V_{mp,ref} \frac{dI}{dV_{mp}} = I_{mp,ref} + V_{mp,ref} \cdot \frac{-\left[\frac{I_{o,ref}}{a_{ref}} \exp\left(\frac{V_{mp,ref} + I_{mp,ref} R_{s,ref}}{a_{ref}}\right) + \frac{1}{R_{sh,ref}}\right]}{1 + \frac{R_{s,ref}}{R_{sh,ref}} + \frac{I_{o,ref} R_{s,ref}}{a_{ref}} \exp\left(\frac{V_{mp,ref} + I_{mp,ref} R_{s,ref}}{a_{ref}}\right)} \quad (11)$$

Dichas ecuaciones se resuelven en Python utilizando la biblioteca SciPy (Virtanen et al., 2020), obteniéndose los parámetros de la Tabla 11 al minimizar la igualdad de la ecuación (11). Para esto se utilizan los datos del panel fotovoltaico del fabricante JolyWood (2023) modelo JW-HT144N-550W que pueden ser encontrados en la Tabla 26 del Anexo 5.

Tabla 11: Parámetros obtenidos para el modelo del panel fotovoltaico JolyWood (2023).

| Parámetro                 | Valor                |
|---------------------------|----------------------|
| $a_{ref}$ [V]             | 2,708                |
| $R_{sh,ref}$ [ $\Omega$ ] | 967,02               |
| $I_{L,ref}$ [A]           | 14,00                |
| $I_{o,ref}$ [A]           | $1,2 \cdot 10^{-7}$  |
| $R_{s,ref}$ [ $\Omega$ ]  | $5,53 \cdot 10^{-2}$ |

Adicionalmente, el modelo de De Soto et al., (2006) propone correcciones a los parámetros encontrados dependiendo de la temperatura ambiente y radiación según indican las ecuaciones (12) a (16):

$$a = a_{ref} \frac{T_c}{T_{c,ref}} \quad (12)$$

$$R_{sh} = R_{sh,ref} \frac{S_{ref}}{S} \quad (13)$$

$$I_o = I_{o,ref} \left[ \frac{T_c}{T_{c,ref}} \right]^3 \exp \left[ \frac{\varepsilon N_c}{a_{ref}} \left( 1 - \frac{T_{c,ref}}{T_c} \right) \right] \quad (14)$$

$$I_L = \frac{S}{S_{ref}} \frac{M_{am}}{M_{am,ref}} [I_{L,ref} + \mu_{I,sc}(T_c - T_{c,ref})] \quad (15)$$

$$I_{mp} = I_{mp,ref} \frac{I_{mp,ref}}{I_{mp,ref}} \quad (16)$$

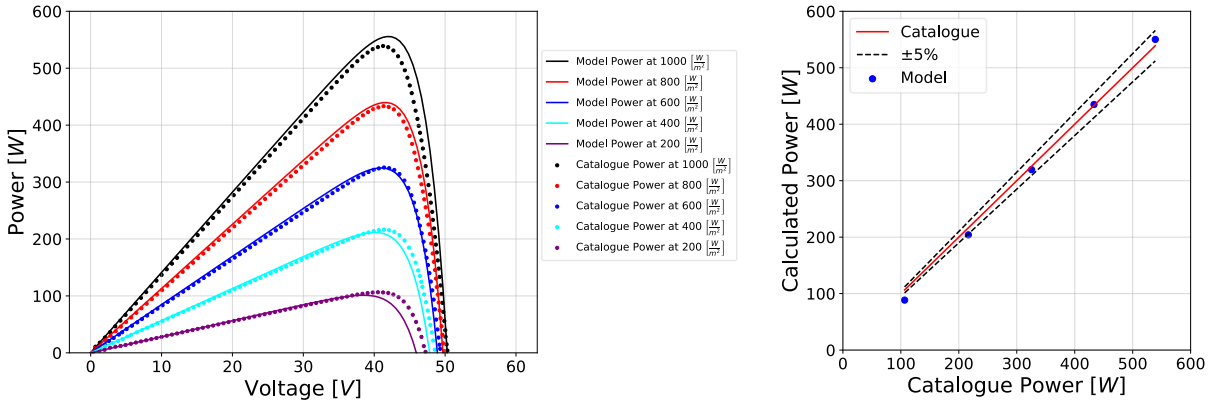
$$V_{mp} = V_{mp,ref} + \mu_{V_{oc}} \cdot (T_{cell,real} - T_{cell,ref}) \quad (17)$$

Finalmente, la potencia del arreglo de paneles fotovoltaicos se obtendrá considerando el inversor Huawei SUN2000-36KTLM3 (Huawei, 2020), el cual tiene una eficiencia nominal de 98,4% como:

$$\dot{W}_{pv} = V_{mp} \cdot I_{mp} \cdot \eta_{inv} \cdot N_{panels} \quad (18)$$

La Figura 21 muestra los resultados de la validación del panel fotovoltaico. En primer lugar, se comparan las curvas de voltaje-potencia del catálogo en comparación con las del modelo en diferentes niveles de radiación solar. Se observa que el menor error es obtenido en niveles de radiación medios a altos (600 a 1000 W m<sup>-2</sup>) con un valor de  $\pm 2\%$ , mientras que en los 200 W m<sup>-2</sup> el error es mayor ( $-16\%$ ), principalmente debido a la corrección del voltaje de máxima potencia, que en el modelo tiende a ser subestimado. En segundo lugar, se ve la comparación entre la predicción de la potencia y los datos de catálogo.





(a) Curva potencia-voltaje  
 (b) Predicción de potencia  
 Figura 21: Resultados de la validación del modelo del panel fotovoltaico.

## 2.6 Modelo del estanque de almacenamiento

Los estanques de almacenamiento de agua caliente se utilizan para compensar la diferencia entre los perfiles de demanda de calor y la energía disponible en el ambiente. 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 (19). 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 de temperatura. Como primera aproximación se utiliza un estanque de 1 nodo.

$$M_{w,tk} c_{p,w} \frac{dT_{w,tk}}{d\tau} = \dot{Q}_{hel1} + \dot{M}_{w,su,tk} c_{p,w} T_{w,su,tk} - \dot{M}_{w,ex,tk} c_{p,w} T_{w,ex,tk} - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_{hel2} \quad (19)$$

Donde

$$\text{Calor suministrado al estanque: } \dot{Q}_{hel1} = \dot{M}_{gw,hel1} c_{p,gw} (T_{gw,su,hel1} - T_{gw,ex,hel1}) \quad (20)$$

$$\text{Calor extraído hacia radiadores: } \dot{Q}_{hel2} = \dot{M}_{w,hel2} c_{p,w} (T_{w,ex,hel2} - T_{w,su,hel2}) \quad (21)$$

$$\text{Pérdidas al ambiente: } \dot{Q}_{loss} = U A_{loss} (T_{w,tk} - T_{a,amb}) \quad (22)$$

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:

$$M_{w,tk} c_{p,w} \frac{dT_{w,tk}}{d\tau} = \dot{Q}_{hel,1} - \dot{M}_{w,tk} c_{p,w} (T_{w,ex,tk} - T_{w,su,tk}) - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_{hel2} \quad (23)$$

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:

$$T_{w,ex,tk,\tau=i+1} = T_{w,ex,tk,\tau=i} + \frac{\Delta\tau}{M_{w,tk} c_{p,w}} (\dot{Q}_{hel,1} - \dot{M}_{w,tk} c_{p,w} (T_{w,ex,tk} - T_{w,su,tk}) - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_{hel2}) \quad (24)$$

El estanque se dimensiona considerando que debe tener la capacidad de almacenamiento suficiente como para satisfacer las demandas térmicas en el periodo de mayor exigencia durante 12 horas continuas, siguiendo la lógica propuesta por el manual de la CDT et al., (2010). Dicho momento ocurre para Temuco (ciudad de mayores cargas térmicas) a las 6 AM del jueves 15.05, como se muestra en la Figura 22.

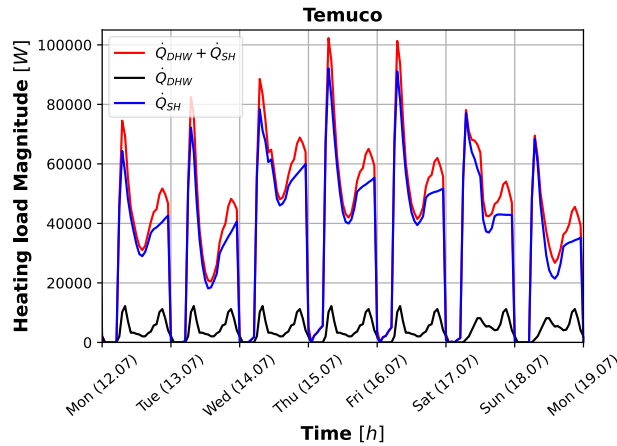


Figura 22: Semana de mayor demanda térmica en Temuco.

Luego, para encontrar el volumen asociado se aplican las relaciones de la ecuación (25). 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 12.

$$M_{w,tk} = \frac{E_t}{(T_{w,set\ point} - T_{w,su,tk}) c_{p,w}}, \quad V_{w,tk} = \frac{M_{w,tk}}{1000}, \quad D_{tk} = \left( \frac{4 V_{tk}}{\pi Ratio_{H,D}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

$$Ratio_{H,D} = 1.5 = \frac{H_{tk}}{D_{tk}}$$

Tabla 12: Características del estanque de almacenamiento de agua caliente.

| Característica | Descripción                  | Valor |
|----------------|------------------------------|-------|
| $D_{tk}$       | Diámetro [m]                 | 2,70  |
| $H_{tk}$       | Altura [m]                   | 4,04  |
| $V_{w,tk}$     | Capacidad [m <sup>3</sup> ]  | 23,1  |
| $E_{th,tk}$    | Almacenamiento térmico [kWh] | 1227  |

## 2.7 Modelado de intercambiadores de calor

El diseño de los intercambiadores de calor es un proceso iterativo que contempla razones técnicas y económicas. 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 tesis el diseño se enfocará en satisfacer los *peaks* de demanda sin considerar los costos asociados. A continuación, se detalla el método de cálculo y la descripción geométrica utilizada en cada caso.

### 2.7.1 Método de cálculo

Los intercambiadores de calor se modelan discretizándolos por zonas; subenfriada (sc), bifásica (tp) y sobrecalentada (sh), según lo indicado por Cuevas et al., (2009). Particularmente, no se considerarán las pérdidas de carga. Del balance termodinámico del fluido caliente y frío se tiene:

$$\dot{Q}_{hf,zone,hx} = \dot{M}_{hf,hx} \cdot (h_{hf,su,zone,hx} - h_{hf,ex,zone,hx}) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{cf,zone,hx} = \dot{M}_{cf,hx} \cdot (h_{cf,ex,zone,hx} - h_{cf,su,zone,hx}) \quad (27)$$

Por otro lado, utilizando el método  $\varepsilon$ -NTU:

$$\dot{Q}_{zone,hx} = \varepsilon_{zone,hx} \cdot \dot{C}_{min,zone,hx} \cdot (T_{hf,su,zone,hx} - T_{cf,su,zone,hx}) \quad (28)$$

Para el cálculo de la transferencia de calor se calculan las resistencias y coeficiente de transferencia de calor para cada una de las zonas según se muestra en la ecuación (21), utilizando las correlaciones de coeficientes convectivos descritas en la Tabla 13.

$$UA_{zone,hx} = \left( \frac{1}{R_{hf,zone,hx} + R_{wall,zone,hx} + R_{cf,zone,hx}} \right)^{-1} \quad (29)$$

Paralelamente, el NTU de cada zona se calculará dependiendo de la disposición del flujo y de la zona donde se esté evaluando.

$$A_{hx,zone} = \frac{NTU_{zone,hx} \cdot \dot{C}_{min,zone,hx}}{U_{zone,hx}} \quad (30)$$

Al discretizar los intercambiadores de calor, a cada zona se le asignará una porción del área y potencia total. Esto se utilizará para la resolución del sistema de ecuaciones, puesto a que será el valor que se debe comparar con los valores de diseño del intercambiador de calor.

$$A_{cf,hx} = \sum A_{cf,zone,hx} \quad , \quad A_{hf,hx} = \sum A_{hf,zone,hx} \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{hx} = \sum \dot{Q}_{zone,hx} \quad (32)$$

Tabla 13. Correlaciones utilizadas para el cálculo de los coeficientes convectivos.

| Tipo de HX             | Fluido                                | Fase         | Autor                          |
|------------------------|---------------------------------------|--------------|--------------------------------|
| De placas<br>braceadas | Refrigerante                          | Evaporación  | Amalfi et al., (2016a, 2016b)  |
|                        |                                       | Condensación | Shah (2021)                    |
|                        |                                       | Monofásico   | Martin (1996)                  |
|                        | Mezcla Agua-Glicol                    | Monofásico   | Dong et al., (2017)            |
| De tubos<br>aletados   | Refrigerante                          | Evaporación  | Shah (2017)                    |
|                        |                                       | Condensación | Shah (1979)                    |
|                        |                                       | Monofásico   | Gnielinski (1995)              |
|                        | Mezcla Agua-Glicol                    | Monofásico   | VDI (2010)                     |
| Helicoidal             | Mezcla Agua-Glicol<br>dentro del tubo | Monofásico   | VDI (2010)                     |
|                        | Agua dentro del tubo                  | Monofásico   | VDI (2010)                     |
|                        | Agua fuera del tubo                   | Monofásico   | Fernández-Seara et al., (2007) |

Particularmente, se validan los intercambiadores de calor de placas y de tubos aletados funcionando como condensadores en los modos de bomba de calor y ORC respectivamente. Para ello se utilizan los modelos AGS632.2BDH fabricado por ALFA LU-VE Group (2023) y B80H fabricado por SWEP International (2023). Para el intercambiador de tubos aletados se logra un error del 2.1% y para el de placas un error de -5.25%.

Debido a que los ventiladores son de velocidad constante, el flujo volumétrico y las pérdidas de carga del aire no variarán, dependiendo sólo de la geometría del intercambiador. Para comprobarlas, se utilizan las correlaciones de Kays & London (1955), junto a las curvas del ventilador de EBMpapst (2017) A4D630-AI01-02, y el modelo de ventilador propuesto por Eck (1973), obteniendo como resultado la curva de la Figura 23.

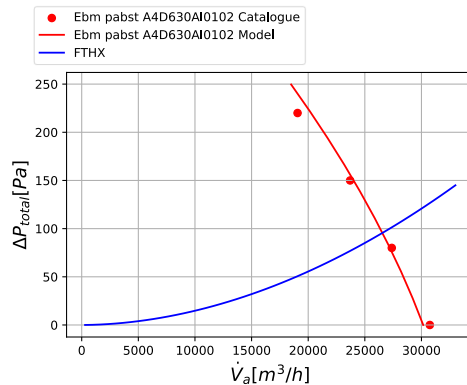


Figura 23: Comprobación de las pérdidas de carga del lado del aire para el FTHX.

El flujo másico de refrigerante en el modo ORC es calculado en el evaporador para lograr una expansión seca. Para ello se considera como entrada: la temperatura y flujo másico de la mezcla de agua-glicol que llega desde los colectores al evaporador y la entalpía del refrigerante proveniente de la bomba. Además, como parámetro se utilizan dos condiciones nominales: una temperatura nominal del agua con glicol a la salida del evaporador de 68°C, y una entalpía del refrigerante a la salida del evaporador calculada usando un *pinch-point* de 10°C respecto a la temperatura de entrada del agua con glicol.

$$\dot{M}_{r,ORC} = \frac{\dot{M}_{gw,col} c_{p,gw} (T_{gw,su,ev,ORC} - T_{gw,ex,ev,ORC,SP})}{(h_{r,ex,ev,ORC,SP} - h_{r,su,ev,ORC})} \quad (33)$$

## 2.8 Modelo del compresor reversible

El compresor se modela siguiendo la lógica del modelo semi-empírico propuesto por Winandy et al., (2002) representada en la Figura 24. El modelo divide el proceso de compresión en tres subprocesos, calentamiento debido a las pérdidas electromecánicas (entre 'su' y 'su1'), una compresión isentrópica (entre 'su1' y 'in') y una compresión a volumen constante (entre 'in' y 'ex'). El modelo predice 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 14).

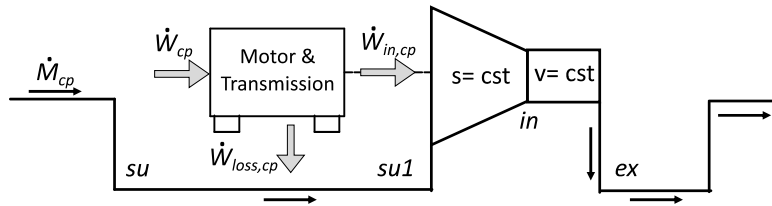


Figura 24: Esquema del compresor scroll propuesto por Winandy et al., (2002).

El calentamiento del refrigerante debido a las pérdidas electromecánicas del compresor se puede calcular haciendo el balance de energía entre  $su1$  y  $su$ :

$$\dot{W}_{loss,cp} = \dot{Q}_{su,cp} = \dot{M}_{r,cp}(h_{r,su1,cp} - h_{r,su,cp}) \quad (34)$$

Al mismo tiempo, las pérdidas electromecánicas del compresor poseen dos componentes, las pérdidas constantes  $\dot{W}_{loss0,cp}$  y las pérdidas variables y proporcionales a la potencia interna del compresor  $\alpha_{cp} \dot{W}_{in,cp}$ , las cuales dependen de la velocidad de giro del equipo  $\omega_{cp}$  y del torque resistente del compresor trabajando sin carga  $t_{loss0,cp}$ :

$$\dot{W}_{loss,cp} = \dot{W}_{loss0,cp} + \alpha_{cp} \dot{W}_{in,cp} \quad , \quad \dot{W}_{loss0,cp} = t_{loss0,cp} \cdot \omega_{cp} \quad (35)$$

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

$$\dot{W}_{in,cp} = \dot{M}_{r,cp}(h_{r,in,cp} - h_{r,su1,cp}) + \dot{M}_{r,cp} v_{r,int,cp}(P_{r,ex,cp} - P_{r,in,cp}) \quad (36)$$

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

$$r_{v,in,cp} = \frac{v_{r,su1,cp}}{v_{r,in,cp}} \quad (37)$$

Finalmente, la potencia al eje del motor eléctrico del 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

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{in,cp} + \dot{W}_{loss,cp} \quad , \quad h_{r,ex,cp} = \frac{\dot{W}_{cp}}{\dot{M}_{r,cp}} + h_{r,su,cp} \quad (38)$$

Para el caso de estudio se selecciona el compresor scroll del fabricante Copeland modelo ZH 150 KCE-TWD (Copeland Europe GmbH, 2023). La Figura 25 muestra los resultados de la calibración del modelo a partir de los datos entregados por el fabricante, mientras que en la Tabla 14 se pueden encontrar los cuatro parámetros resultantes, la razón de volúmenes interna  $r_{v,in,cp}$ , el

coeficiente proporcional de pérdidas  $\alpha_{cp}$ , el torque resistente del compresor trabajando sin carga  $t_{loss0,cp}$ , y el volumen barrido por el compresor  $V_{s,cp}$ .

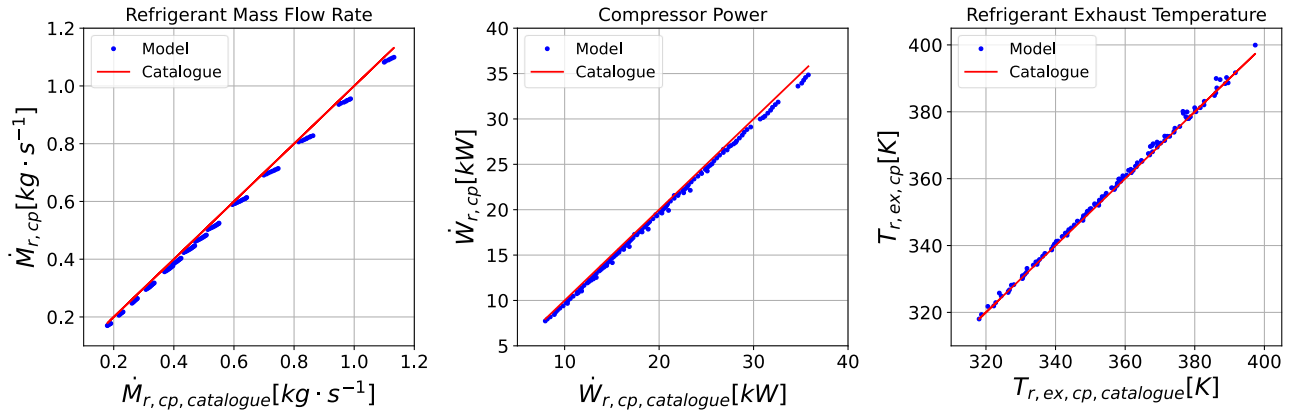


Figura 25: Calibración de parámetros del modelo del compresor Copeland ZH 150 KCE-TWD.

Tabla 14: Parámetros determinados a partir de los datos entregados por el fabricante.

| $r_{v,in,cp} [-]$ | $\alpha_{cp} [-]$ | $t_{loss0,cp} [Nm]$ | $V_{s,cp} [m^3]$ |
|-------------------|-------------------|---------------------|------------------|
| 3,18              | 0,33              | 2,8                 | 0,0005029        |

Este estudio identifica que no existen modelos semi empíricos de expansores reversibles que se hayan validado a partir de su funcionamiento como compresor, o en base a las características geométricas entregadas por el fabricante, ya que, en los estudios previos, han utilizado ensayos experimentales para la validación (Cuevas et al., 2009). En vista de ello, para el funcionamiento como expansor, se utiliza un modelo termodinámico asumiendo eficacias volumétricas e isentrópicas constantes:

$$\dot{W}_{exp} = \varepsilon_{s,exp} \dot{M}_{r,exp} (h_{r,su,exp} - h_{r,ex,s,exp}) \quad (39)$$

## 2.9 Elementos auxiliares

La bomba del ORC se modela asumiendo un flujo másico igual al suministrado por el circuito de colectores 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:

$$\dot{W}_{m,pp} = \frac{\dot{M}_{wf,pp} v_{wf,su,pp} (P_{wf,ex,pp} - P_{wf,ex,pp})}{\varepsilon_{s,pp} \eta_m} \quad (40)$$

Las válvulas son consideradas isoentálpicas, por lo que, en la bomba de calor, para la entrada del evaporador se utilizará la salida del condensador:

$$h_{r,ex,valve} = h_{r,su,valve} \quad (41)$$

Para evitar disminuciones de temperatura en el estanque durante la época de mayores requerimientos, se considera una resistencia eléctrica de 36 kW modelo SSFHK-180026 fabricado por Siekerkotte GmbH (2023), la cual se activaría sólo si simultáneamente la temperatura ambiente es menor a 7°C y la temperatura del agua en el estanque es menor a 54°C.

## 2.10 Modelado de conjuntos de componentes

Siguiendo el planteamiento propuesto por Cuevas (2006), la Figura 26 muestra la conexión entre los modelos de la bomba de calor, mostrando que variables corresponden a entradas, parámetros y salidas de cada uno de los submódulos. Tanto en la bomba de calor, como en el ORC, los intercambiadores de calor imponen sus presiones de operación. El método de cálculo se basa en la minimización del balance de energía de la ecuación (42). Para ello se crean vectores que almacenan las presiones de los intercambiadores de calor y la temperatura a la salida del evaporador.

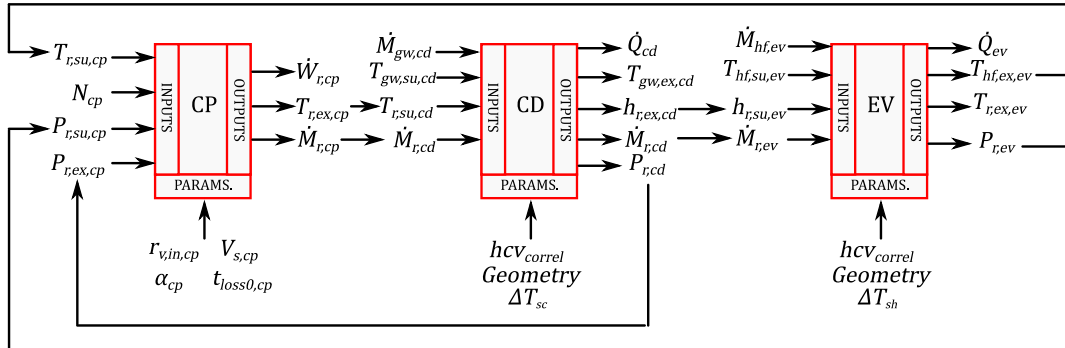


Figura 26: Conjunto de modelos presentes en la bomba de calor.

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

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{ev} + \dot{W}_{cp} \quad (42)$$

Del mismo modo, la Figura 27 muestra la conexión entre los componentes del ORC. En este caso, se omiten las etiquetas de entradas, salidas y parámetros para simplificar la figura. Para la iteración, se considerará el balance de energía de la ecuación (43), actualizando en cada iteración las presiones en los intercambiadores de calor y la temperatura a la salida de la bomba.

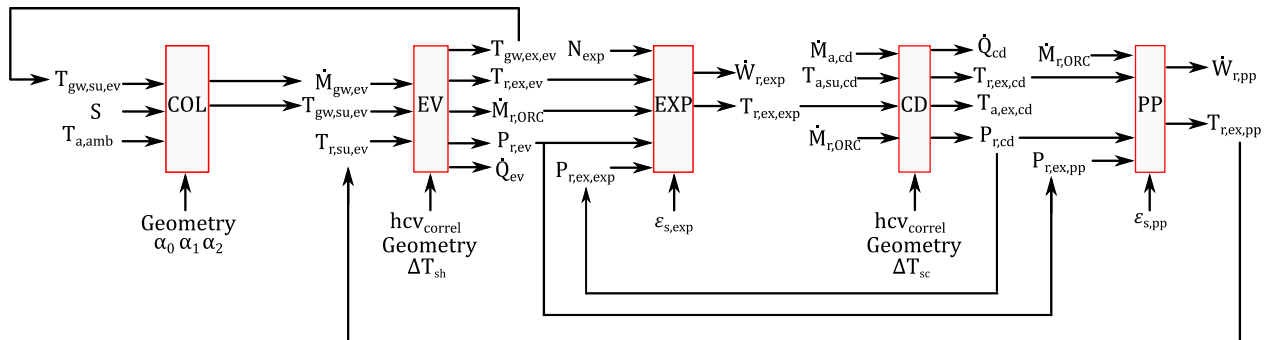


Figura 27: Conjunto de modelos presentes en el ORC.

$$\dot{W}_{pp} + \dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{cd} + \dot{W}_{exp} \quad (43)$$

La Figura 28 muestra el resultado de graficar los termodinámicos de la bomba de calor y del ORC en el diagrama T-s.

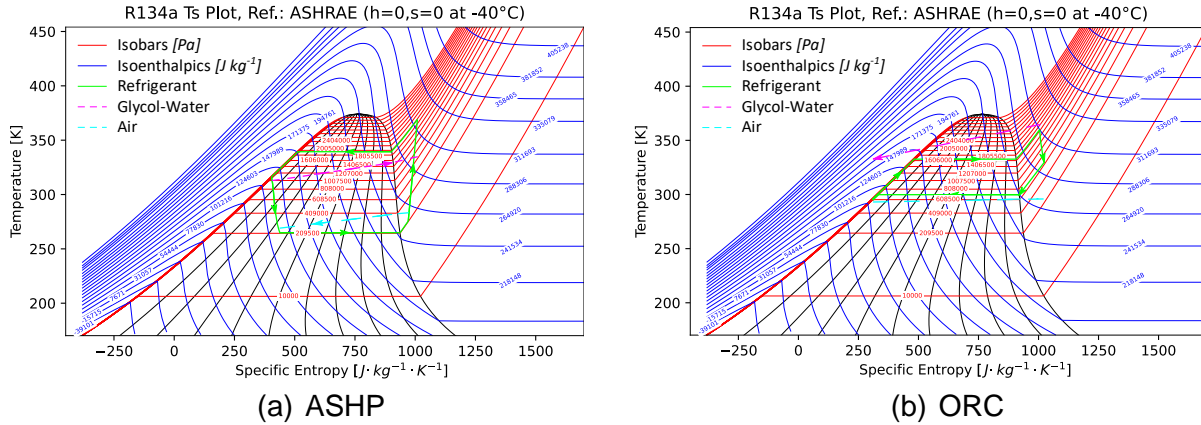


Figura 28: Diagramas T-s de los ciclos de la bomba de calor y del ORC.

### 2.11 Indicadores de desempeño

Tanto para la bomba de calor y como para el ORC se considerarán sólo las medidas instantáneas de desempeño, es decir, su COP y su rendimiento respectivamente:

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{aux}} \quad , \quad \eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{exp} - \dot{W}_{pp} - \dot{W}_{fan} - \dot{W}_{aux}}{\dot{Q}_{ev}} \quad (44)$$

Para los sistemas, se define el factor de desempeño estacional (SPF) como:

$$SPF_{syst} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW} + \dot{W}_{generation}) dT}{\int (\sum \dot{W}_{consumption}) dT} \quad (45)$$

Un aspecto interesante a evaluar es la comparación de las emisiones equivalentes del sistema respecto a otras alternativas. La Tabla 15 muestra las emisiones equivalentes de 3 tecnologías diferentes caracterizados según el software GEMIS 5.0 (IINAS, 2023), y los costos por unidad de energía térmica entregada considerando la actualidad chilena.

Tabla 15: Factores de emisión y costo energético de distintas tecnologías.

| Caldera a base de | $F_{CO_2} \left[ \frac{mg}{kWh} \right]$ | $F_{CO} \left[ \frac{mg}{kWh} \right]$ | $C_{scl} \left[ \frac{CLP}{kWh} \right]$ | $C_{ccp} \left[ \frac{CLP}{kWh} \right]$ | $C_{tco} \left[ \frac{CLP}{kWh} \right]$ |
|-------------------|--|--|--|--|--|
| Petróleo          | 267,84                                   | 51,6                                   | 123,6                                    | 122,0                                    | 126,2                                    |
| Gas natural       | 233,58                                   | 118,5                                  | 230,6                                    | 191,0                                    | 321,5                                    |
| Pellets de madera | 22,0                                     | 248,6                                  |  | 70                                       |  |

Adicionalmente, a partir de las cifras de la Comisión Nacional de la Energía (2023) se obtienen las curvas del factor de emisiones mensuales de los últimos 6 años mostradas en la Figura 29. La ecuación (46) se utiliza para contabilizar las emisiones de CO<sub>2</sub> del edificio considerando la electricidad requerida por el sistema y la utilizada en electrodomésticos (Tabla 10). Se utilizan los factores mensuales del año 2022 al ser los más actualizados.



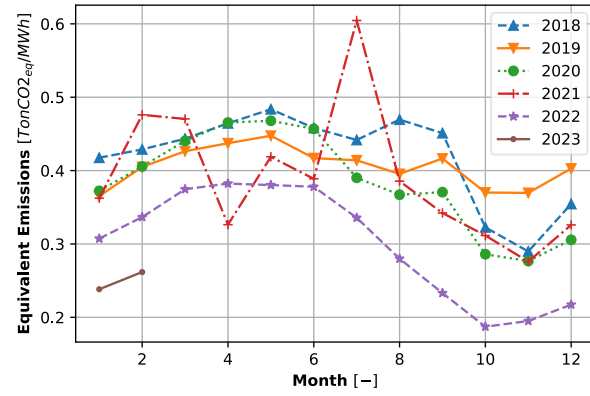


Figura 29: Factor de emisiones mensual del SEN chileno.

$$Em_{CO_2} = F_{CO_2}(E_{base} + E_{syst}) \quad (46)$$

## CAPÍTULO 3

### 3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La Figura 30 muestra la frecuencia de los modos de funcionamiento del sistema HP/ORC-COL en las tres ciudades. Se observa que el modo predominante es el de espera, debido a que es el periodo de menores demandas térmicas (demanda de ACS es baja) y ni el modo ORC ni tampoco el de calefacción solar pueden funcionar, debido a la ausencia de radiación solar.

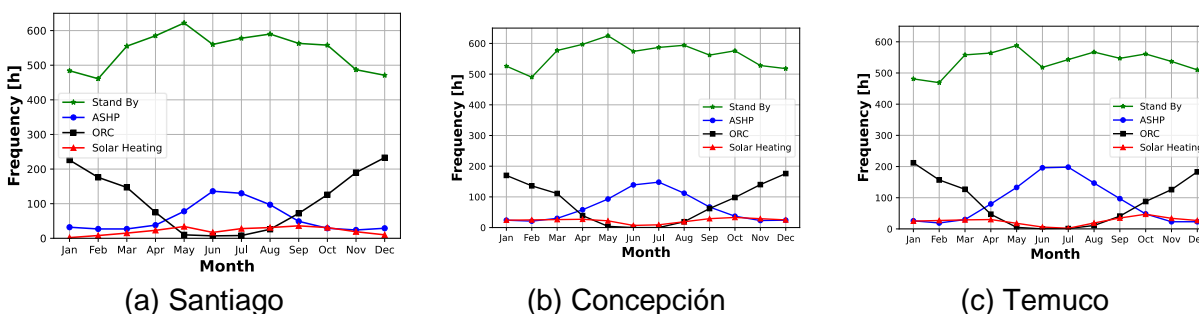


Figura 30: Frecuencia de los modos de funcionamiento del sistema HP/ORC-COL.

La Figura 31 muestra la frecuencia de la figura anterior sin considerar el modo de espera. Se observa que en todas las ciudades el modo ORC predomina entre octubre y marzo, mientras que el modo bomba de calor es el más utilizado entre mayo y agosto. El modo de calefacción solar es el menos utilizado debido a la restricción del sistema de control, que sólo permite su funcionamiento cuando su potencia es mayor a la demanda térmica. Esta condición tiene un leve aumento en los meses de primavera y otoño.

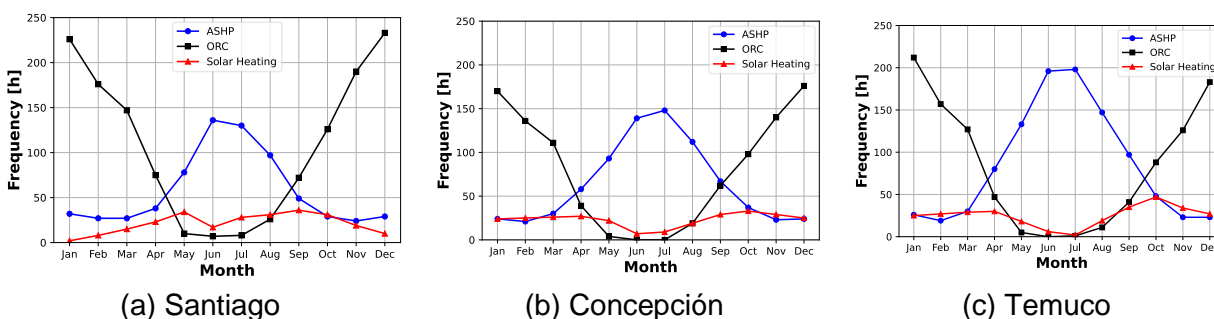


Figura 31: Frecuencia de los modos de funcionamiento del sistema HP/ORC-COL sin considerar el modo de espera.

La Figura 32 muestra las distintas temperaturas del estanque alcanzadas por ambos sistemas en las tres ciudades estudiadas, la cual se mantiene estabilizada entre 50 y 60°C. Considerando una misma ciudad, ambos sistemas presentan un comportamiento similar, teniendo el mínimo absoluto en la ciudad de Temuco.

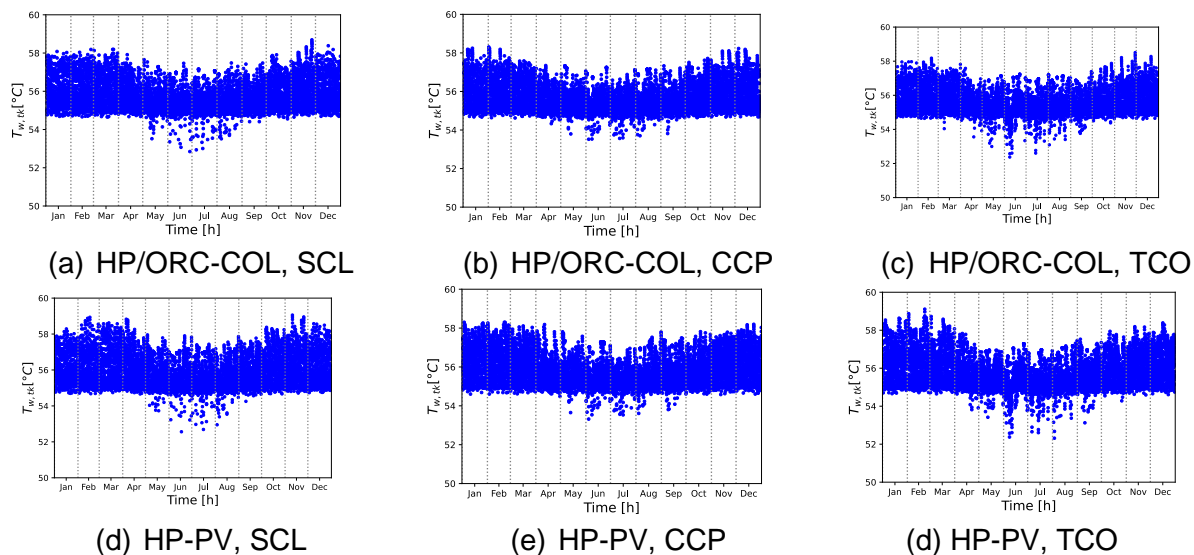


Figura 32: Temperaturas del agua en el estanque de almacenamiento durante el año.

La resistencia auxiliar funciona durante una cantidad reducida de horas, según se muestra en la Tabla 16. En Concepción y Temuco, el sistema HP-PV requiere una mayor cantidad de horas que el sistema HP/ORC-COL, ocurriendo lo contrario en Santiago.

Tabla 16: Cantidad de horas en que la resistencia eléctrica de apoyo esta encendida.

| Sistema                | $\tau_{elh} [h]$ |
|------------------------|------------------|
| HP/ORC-COL, Santiago   | 27               |
| HP/ORC-COL, Concepción | 14               |
| HP/ORC-COL, Temuco     | 62               |
| HP-PV, Santiago        | 24               |
| HP-PV, Concepción      | 18               |
| HP-PV, Temuco          | 67               |

La Figura 33 muestra el rendimiento del ORC a lo largo del año en las tres ciudades, el cual llega a un máximo cercano al 9%. Cabe mencionar que los ciclos ORC tienen como propósito el aprovechamiento de fuentes de bajo nivel energético, cuyo rendimiento se ve limitado a un máximo de 20% en el mejor de los casos (Yaïci et al., 2020), por lo tanto, los rendimientos obtenidos se consideran dentro del rango esperable. En los meses de invierno el sistema reversible no cumple la condición para su funcionamiento, por lo que permanece apagado.

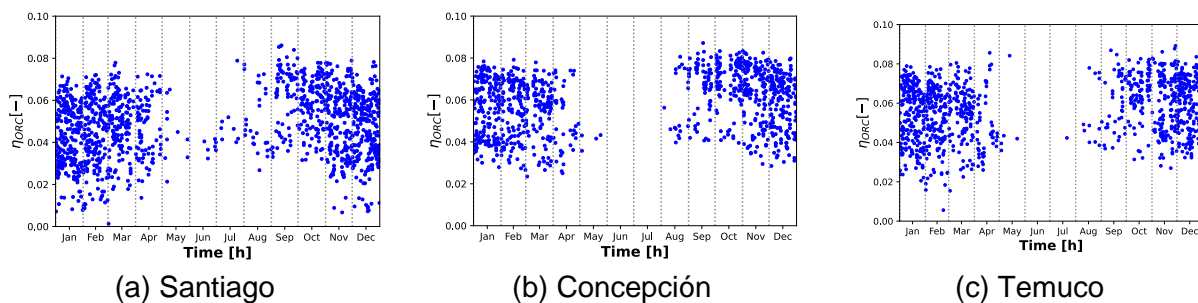


Figura 33: Rendimiento del ORC en las tres ciudades.

La Figura 34 muestra el COP de la bomba de calor durante el año en los dos sistemas. Debido a que en el sistema HP-PV la bomba de calor no tiene a los colectores solares térmicos, tiene una mayor cantidad de puntos de operación. En los puntos adicionales, al ser principalmente en el verano, la bomba de calor alcanza mayores indicadores, llegando a un máximo cercano a 5 para Temuco.

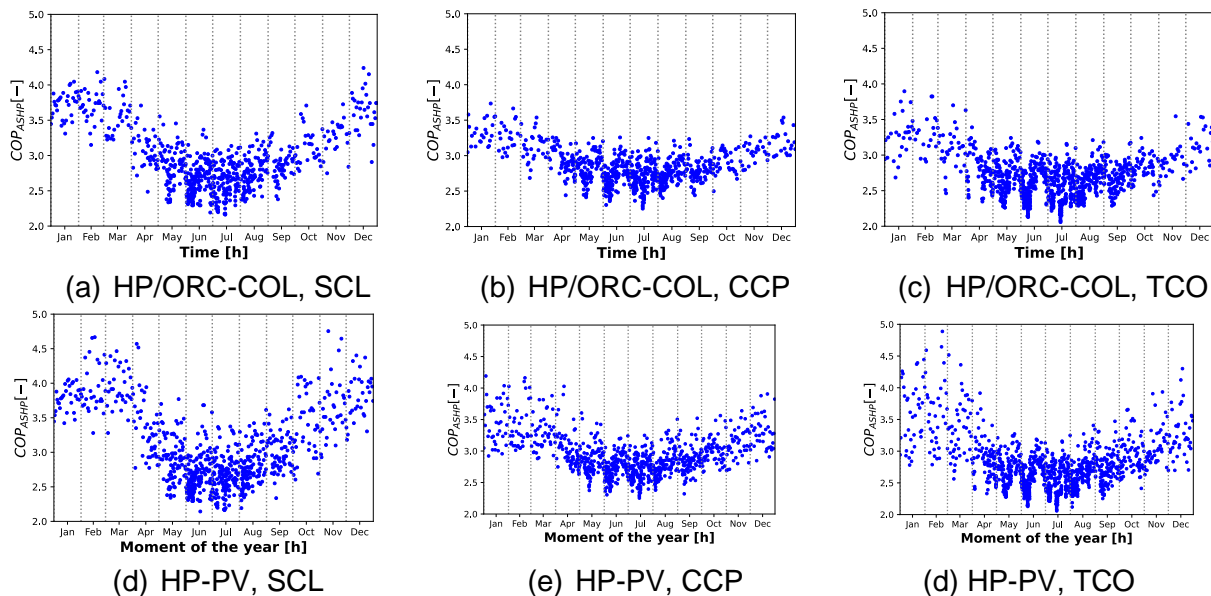


Figura 34: COP de la bomba de calor en los 2 sistemas para las 3 ciudades.

Complementando la Figura 33, la Figura 35 muestra los niveles de potencia eléctrica alcanzados por ambos sistemas durante el año al ser evaluados con las condiciones climáticas de Concepción. La potencia del sistema reversible es casi 10 veces menor a la del sistema fotovoltaico. Además, durante los meses de invierno, el sistema reversible no alcanza la condición de operación mínima, mientras que el sistema fotovoltaico funciona durante todo el año.

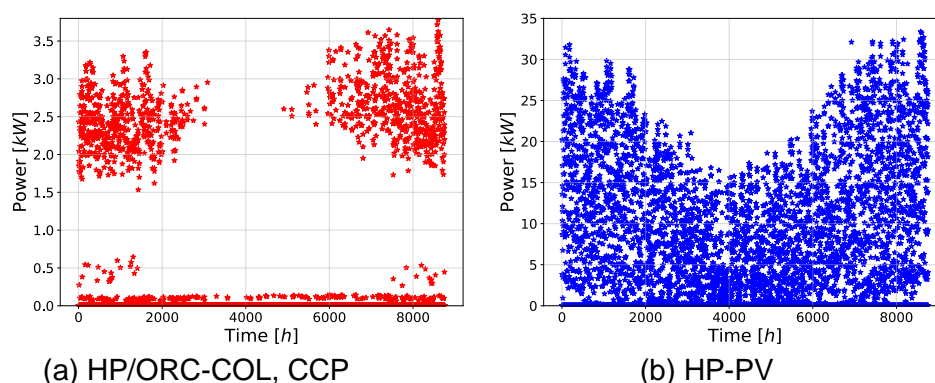


Figura 35: Potencia eléctrica los sistemas durante el año en Concepción.

La Figura 36 muestra la curva de potencia eléctrica durante el día 19 de enero en la ciudad de Concepción. Además de las diferencias de potencia máxima, el sistema reversible posee mayores restricciones para su funcionamiento, por ejemplo, el efecto de la temperatura ambiente, razón por la cual el máximo se alcanza en horarios distintos en cada caso. Resulta evidente que el sistema HP-PV obtendrá mejores resultados de generación eléctrica al evaluar las tres ciudades,

al tener mejor adaptabilidad a las condiciones ambiente y mayor tasa de conversión de la radiación solar a electricidad.

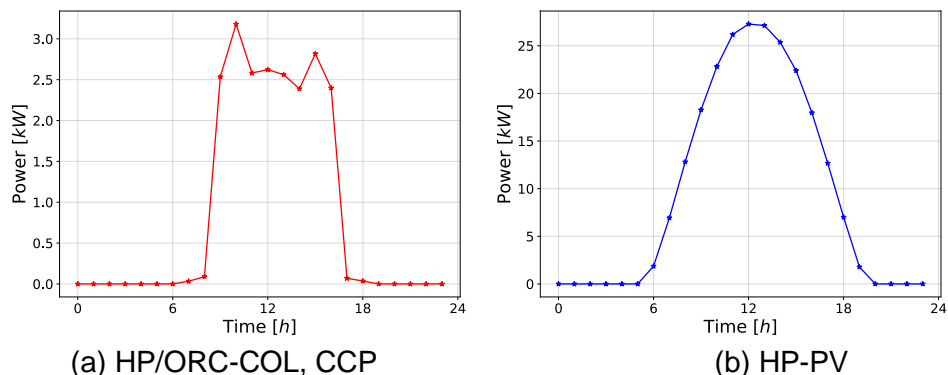


Figura 36: Curva de potencia eléctrica de ambos sistemas el 19 de enero en la ciudad de Concepción.

En vista de lo anterior, la Figura 37 muestra la comparación entre la energía producida y consumida mensual por ciudad al utilizar el sistema HP-PV. El desglose contempla la energía consumida por electrodomésticos (rojo), por el compresor de la bomba de calor (negro), por los ventiladores (cian), el conjunto de bombas y la resistencia eléctrica (naranja) y aquella producida por el sistema (azul). Durante enero, noviembre y diciembre existe un superávit energético en todas las ciudades. En febrero, en Santiago y Temuco la producción supera ligeramente el consumo, mientras que entre marzo y octubre hay déficit energético. Junio es el mes de menor producción en todas las ciudades, mientras que julio es el mes de mayores consumos en todas las ciudades.

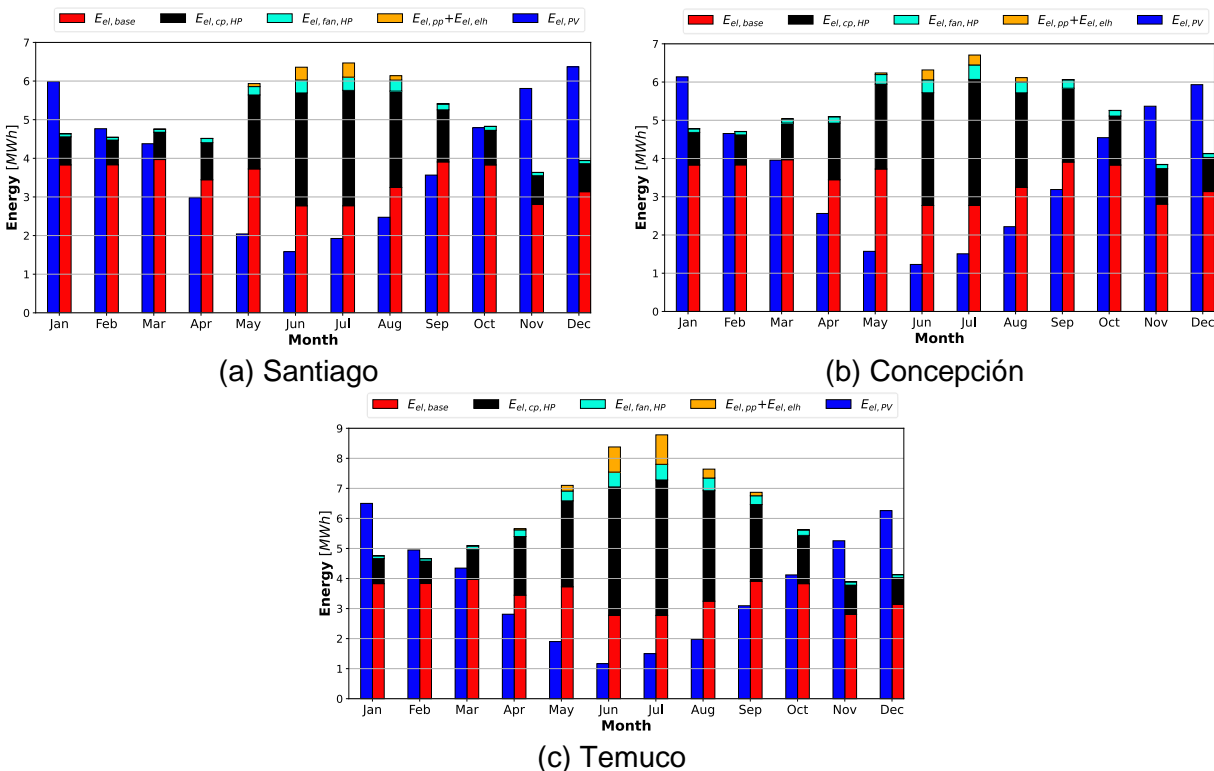


Figura 37: Variación de la producción y consumo eléctrico del sistema HP-PV.

La Figura 38 muestra el potencial de energía neta cero del edificio durante los distintos meses del año. El sistema HP-PV es superior en todos los casos, llegando en Santiago cerca del 160% de cobertura eléctrica para noviembre y diciembre. El sistema reversible nunca logra superar un 20% de cobertura eléctrica.

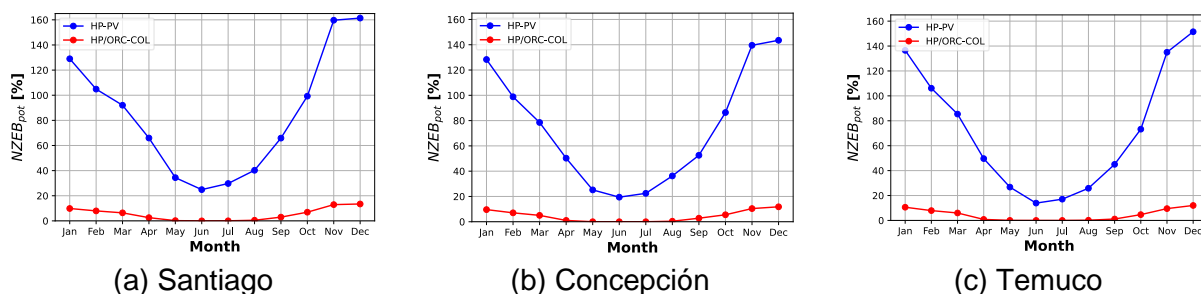


Figura 38: Potencial de energía neta cero del edificio durante el año.

La Figura 39 muestra la comparación del SPF de ambos sistemas, siendo en casi todos los meses mayores para el sistema HP-PV. Durante los meses de invierno ambos sistemas tienen SPF similares por la actividad predominante de la bomba de calor (como se observó en la Figura 31). Particularmente, en todas las ciudades el sistema reversible tiene su máximo SPF en octubre, que corresponde al periodo en que la energía térmica requerida deja de ser aportada por la bomba de calor y pasa a ser aportada por los colectores solares térmicos, los cuales tienen un menor consumo eléctrico.

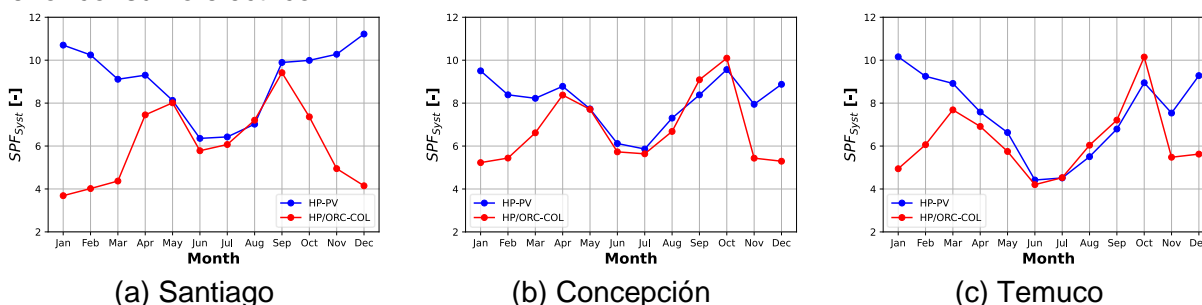


Figura 39: Variación del SPF mensual de ambos sistemas.

En el análisis anual el sistema HP-PV logra mejores SPF en todas las ciudades evaluadas, como se observa en la Tabla 17, debido principalmente a que la energía que se logra ahorrar al usar un HP/ORC-COL es menos significativa que la energía producida por el sistema HP-PV.

Tabla 17: Resultados anuales de generación y consumo eléctricos, potencial de energía neta cero y SPF.

|                     | HP/ORC-COL |       |       | HP-PV |       |       |
|---------------------|------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Ciudad              | SCL        | CCP   | TCO   | SCL   | CCP   | TCO   |
| $E_{el,base}$ [MWh] |            |       | 41,26 |       |       |       |
| $E_{el,syst}$ [MWh] | 59,86      | 61,01 | 67,98 | 61,20 | 64,33 | 72,63 |
| $E_{el,gen}$ [MWh]  | 2,72       | 2,27  | 2,24  | 46,67 | 42,87 | 43,88 |
| $NZEB_{pot}$ [%]    | 4,55       | 3,72  | 3,30  | 76,26 | 66,64 | 60,42 |
| $SPF_{syst}$ [-]    | 7,20       | 6,75  | 4,99  | 8,91  | 7,54  | 5,57  |

La Tabla 18 muestra los costos de operación y emisiones de contaminantes de las 2 propuestas de diseño, en comparación con aquellos de calderas de petróleo, gas natural y pellets de madera.

Al calcular los costos de operación hay que considerar el autoconsumo de energía eléctrica de las propuestas bajo la tarifa Net Billing, mientras que en el caso de las calderas se utiliza una tarifa BT1, al tener una potencia eléctrica menor a 10 kW. Del mismo modo, para las emisiones de CO<sub>2</sub>, se consideran las emisiones del sistema (nulas en el caso de las propuestas), sumado a las emisiones del sistema alternativo. En el caso del CO, al no haber un dato representativo de la red chilena, sólo se consideran las emisiones del sistema, mientras que en el caso de las propuestas es nulo.

Ambos sistemas propuestos tienen un costo menor a los de las calderas convencionales, incluso el mayor costo de las propuestas (HP/ORC-COL, Temuco) es menor que el menor costo de las calderas (Pellets, Santiago). En cuanto a las emisiones de dióxido de carbono, el sistema reversible tiene emisiones comparables a las de una caldera de pellets, sin embargo, también hay que considerar que los pellets emiten una gran cantidad de monóxido y MP (no contabilizado en la tabla). Se determina que el sistema HP-PV es el menos costoso en todos los casos debido a sus niveles de generación eléctrica.

Tabla 18: Resultados anuales de emisiones de contaminantes y de costos de operación.

| Ítem                 | Ciudad | HP/ORC-COL | HP-PV     | C. Petróleo | C. GN      | C. Pellets |
|----------------------|--------|------------|-----------|-------------|------------|------------|
| Costo<br>[CLP]       | SCL    | 3 035 769  | 927 463   | 16 535 157  | 28 715 550 | 10 421 106 |
|                      | CCP    | 3 163 060  | 1 285 205 | 18 482 816  | 27 512 050 | 11 651 268 |
|                      | TCO    | 3 540 245  | 1 649 740 | 21 709 409  | 51 458 238 | 13 135 616 |
| $Em_{CO_2}$<br>[ton] | SCL    | 17,60      | 12,81     | 46,30       | 41,97      | 15,21      |
|                      | CCP    | 18,17      | 13,73     | 51,41       | 46,43      | 15,70      |
|                      | TCO    | 20,71      | 16,25     | 57,76       | 51,96      | 16,19      |
| $Em_{CO}$<br>[ton]   | SCL    | -          | -         | 6,53        | 14,99      | 31,44      |
|                      | CCP    | -          | -         | 7,51        | 15,50      | 37,01      |
|                      | TCO    | -          | -         | 8,73        | 20,05      | 42,07      |

Si se comparan los resultados obtenidos con los de Dumont et al., (2016), ellos consideraron un área de colectores mayor a la de los paneles fotovoltaicos, de manera tal que la potencia alcanzada por el ORC sea la misma que la que alcanza el PV. Incluso en ese caso, el PV tuvo mayores producciones y consumos, sin embargo, ellos sugieren que, en edificios de grandes demandas térmicas, el sistema reversible debería tener mejores balances que el PV, lo cual no se cumple en este caso. Considerando que el sistema PV tiene una potencia máxima cercana a los 30 kW, para que el sistema ORC logre una potencia similar, el área cubierta por colectores tendría que aumentar de los 111,36 [m<sup>2</sup>] (48 colectores) a 440,92 [m<sup>2</sup>] (171 colectores).

Residencialmente, es difícil tener calor a la temperatura requerida para la generación de energía eléctrica mediante un ORC, cercana a los 90°C al utilizar R134a. Debido al poco margen de mejora en los sistemas reversibles aplicados a sistemas residenciales, se sugiere su aplicación en sistemas de regeneración de calor, como en la recuperación de calores residuales industriales, o bien en el aprovechamiento de fuentes geotérmicas.

## CAPÍTULO 4

### 4 CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS

Este trabajo puede ser dividido en dos partes. La primera corresponde a la evaluación de los efectos en la demanda térmica de un edificio residencial de la normativa Passivhaus al ser evaluado en tres ciudades de Chile, Santiago, Concepción y Temuco. La segunda parte consiste en la evaluación mediante modelos numéricos de dos alternativas capaces de satisfacer la demanda térmica del edificio y de generar electricidad al utilizar las características del edificio reacondicionado en las tres ciudades.

Los resultados de la primera parte indican que la aplicación de la normativa es capaz de reducir cerca de un 30% de la demanda de calefacción, llegando a intervalos de energía específica promedio de 40 [kWh m<sup>-2</sup> y<sup>-1</sup>].

Para la segunda parte, se caracterizó la demanda de agua caliente sanitaria y electricidad del edificio residencial original ubicado en Concepción mediante un registro empírico. Luego, se definieron los modelos numéricos de los componentes del sistema utilizando Python, donde cada componente corresponde a un submódulo con entradas, salidas y parámetros. Al ser conectados entre sí se logra un modelo más complejo que interconecta sus entradas y salidas, permitiendo la convergencia numérica. Se validaron los modelos del compresor, panel fotovoltaico, intercambiador de calor de tubos aletados y del intercambiador de calor de placas braseadas.

Los resultados del análisis no logran validar la hipótesis, ya que el sistema HP-PV tiene un SPF mayor al de un HP/ORC-COL debido a que los niveles de generación eléctrica fotovoltaica son más importantes que los ahorros energéticos del sistema reversible. Sin embargo, ambos sistemas propuestos logran satisfacer las demandas de calefacción y agua caliente sanitaria del edificio residencial. Identificando que el costo de operación y emisiones anuales de los sistemas propuestos son diametralmente menores que los de calderas de petróleo, de gas natural, de pellets. En el sistema HP-PV se alcanza un potencial de energía neta cero del edificio de 76,23% para Santiago, lo cual podría aumentar en ciudades de menores demandas de calefacción, como las de la zona norte del país, las cuales requieren sistemas de aire acondicionado.

Las perspectivas de este trabajo es el estudio de otras aplicaciones de los sistemas ORC que aprovechen fuentes de calor existentes, como recuperación de calor residual industrial o geotermia. Se considera que la utilización de paneles fotovoltaicos, en conjunto con una bomba de calor es una alternativa aplicable en el país para lograr edificios de energía neta cero.



## Bibliografía

- Ahmed, K., Pylsy, P., & Kurnitski, J. (2016). Hourly consumption profiles of domestic hot water for different occupant groups in dwellings. *Solar Energy*, *137*, 516–530. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2016.08.033>
- ALFA LU-VE Group. (2023). *Technical Specification AGS632.2BDH*.
- Amalfi, R. L., Vakili-Farahani, F., & Thome, J. R. (2016a). Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: Review and experimental database. *International Journal of Refrigeration*, *61*, 166–184. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2015.07.010>
- Amalfi, R. L., Vakili-Farahani, F., & Thome, J. R. (2016b). 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*, *61*, 185–203. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2015.07.009>
- Athienitis, A., & O'Brien, W. (2015). *Modeling, Design, and Optimization of Net-Zero Energy Buildings* (Second). Berlin, Germany: Ernst & Sohn.
- CitecUBB. (2021). *Peritaje Técnico para evaluar Desempeño Higrotérmico y Acústico de Departamentos pertenecientes al Conjunto Habitacional Altos del Valle*. Concepción.
- Comisión Nacional de la Energía. (2023). *Energía Abierta - Factores de Emisión*.
- Copeland Europe GmbH. (2023). *Select8 Selection Software*.
- Cotterell, J., & Dadeby, A. (2012). *The Passivhaus Handbook: A Practical Guide to Constructing and Retrofitting Buildings for Ultra-Low Energy Performance*. Green Books.
- Cuevas, C. (2006). *Contribution to the modelling of refrigeration systems* (PhD Thesis). University of Liege, Liege.
- Cuevas, C., Lebrun, J., Lemort, V., & Ngendakumana, P. (2009). Development and validation of a condenser three zones model. *Applied Thermal Engineering*, *29*(17), 3542–3551. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.06.007>
- Da Costa Duarte, D. C., & Rosa-Jiménez, C. (2022). Cost-optimal nZEB reform strategies and the influence of building orientation for Mediterranean university buildings: case study of the University of Málaga. *Heliyon*, *8*(3), e09020. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2022.e09020>
- De Soto, W., Klein, S. A., & Beckman, W. A. (2006). Improvement and validation of a model for photovoltaic array performance. *Solar Energy*, *80*(1), 78–88. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2005.06.010>
- Dickes, R., Dumont, O., Daccord, R., Quoilin, S., & Lemort, V. (2017). Modelling of organic Rankine cycle power systems in off-design conditions: An experimentally-validated comparative study. *Energy*, *123*, 710–727. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2017.01.130>
- Dong, J., Zhang, X., & Wang, J. (2017). Experimental investigation on heat transfer characteristics of plate heat exchanger applied in organic Rankine cycle (ORC). *Applied Thermal Engineering*, *112*, 1137–1152. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.10.190>
- Dumont, O. (2017). *Investigation of a heat pump reversible in an organic Rankine cycle and its application in the building sector* (Doctoral Thesis). Université de Liège, Liège.
- Dumont, O., Carmo, C., Randaxhe, F., Quoilin, S., & Lemort, V. (2016). 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. *Proceedings of the ISES Solar World Congress 2015*, 1–6. Freiburg, Germany: International Solar Energy Society. <https://doi.org/10.18086/swc.2015.04.13>
- Dumont, O., Quoilin, S., & Lemort, V. (2015). Experimental investigation of a reversible heat pump/organic Rankine cycle unit designed to be coupled with a passive house to get a Net Zero Energy Building. *International Journal of Refrigeration*, *54*, 190–203. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2015.03.008>
- EBMpapst. (2017). *AC Axial fan Hyblade A4D630AI0102-1880393*. Mulfingen, Germany.

- Eck, B. (1973). *Design and operation of centrifugal, axial-flow and cross-flow fans* (First edition; A. Ram & D. Scott, Eds.). Braunschweig: Pergamon Press.
- Fernández-Seara, J., Diz, R., Uhía, F., Sieres, J., & Dopazo, A. (2007). Thermal analysis of a helically coiled tube in a domestic hot water storage tank. *5th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. Sun City, South Africa : Department of Mechanical Engineering, University of Vigo.
- Gnielinski, V. (1995). Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 61(9), 240–248. <https://doi.org/10.1007/BF02607964>
- H. Ritchie. (2022). Our World in Data. Recuperado 28 de agosto de 2022, de University of Oxford website: <https://ourworldindata.org/electricity-mix>
- Huawei. (2020). *Smart PV Controller SUN2000-30/36/40KTL-M3*. Recuperado de <https://solar.huawei.com/download?p=%2F-%2Fmedia%2FSolar%2Fdatasheet%2FSUN2000-20303640KTL-M3.pdf>
- Huneus, N., Urquiza A., Gayó, E., Osses, M., Arriagada, R., Valdés, M., ... Tolvett, S. (2020). *El aire que respiramos: pasado, presente y futuro – Contaminación atmosférica por MP2,5 en el centro y sur de Chile*. Santiago. Recuperado de [www.cr2.cl/contaminacion/](http://www.cr2.cl/contaminacion/)
- IEA. (2023). *World Energy Outlook 2023*. Paris. Recuperado de <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023>
- IINAS - Internationales Institut für Nachhaltigkeitsanalysen und -strategien. (2023). *GEMIS - Global Emissions Model for integrated Systems*. Darmstadt. Recuperado de <https://iinas.org>
- In - Data SpA, MINENERGIA, & Corporación de Desarrollo Tecnológico (CDT). (2019). *Usos de energía en los hogares de Chile durante 2018*. Santiago. Recuperado de [https://www.energia.gob.cl/sites/default/files/documentos/informe\\_final\\_caracterizacion\\_residencial\\_2018.pdf](https://www.energia.gob.cl/sites/default/files/documentos/informe_final_caracterizacion_residencial_2018.pdf)
- INN. *Norma Chilena Oficial 853of2007 - Acondicionamiento térmico, envolvente térmica de edificios, cálculo de resistencias y transmitancias térmicas*. , (2007). Chile.
- INN. (2016). *Certificado de aprobación de eficiencia calefón Rheem G-011-01-20556*. Santiago de Chile. Recuperado de <https://recal.cl/archivos/productos/pdf/25.11.2016%20%20certificado14lftf eficiencia.pdf>
- Islam, S., & Dincer, I. (2018). 4.1 The Role of Energy Conversion. En *Comprehensive Energy Systems* (pp. 1–39). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809597-3.00401-6>
- JolyWood. (2023). *PV Panel JW-HT144N-550W*. Taizhou.
- Kays, W. M., & London, A. L. (1955). *Compact Heat Exchangers*. New York: McGraw-Hill.
- Landrigan, P. J., Fuller, R., Acosta, N. J. R., Adeyi, O., Arnold, R., Basu, N. (Nil), ... Zhong, M. (2018). The Lancet Commission on pollution and health. *The Lancet*, 391(10119), 462–512. [https://doi.org/10.1016/S0140-6736\(17\)32345-0](https://doi.org/10.1016/S0140-6736(17)32345-0)
- Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C., & Lebrun, J. (2009). Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(14–15), 3094–3102. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2009.04.013>
- Macchi, E., & Astolfi, M. (Eds.). (2017). *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. Elsevier. <https://doi.org/10.1016/C2014-0-04239-6>
- Martin, H. (1996). A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 35(4), 301–310. [https://doi.org/10.1016/0255-2701\(95\)04129-X](https://doi.org/10.1016/0255-2701(95)04129-X)
- Meteotest AG. (2020). *Meteonorm Software Version 8*. Recuperado de <https://meteonorm.com/en/>
- MINENERGIA. (2021). *Transición energética de Chile: Política energética nacional*. Santiago.
- MINENERGIA, Corporación de Desarrollo Tecnológico, & Programa de las Naciones Unidas para El Desarrollo. (2010). *Sistemas solares térmicos 2. Guía de diseño e instalación para*

- grandes sistemas de agua caliente sanitaria* (1<sup>a</sup> ed.; J. Martínez, R. Muñoz, E. Rauld, & M. Brito, Eds.). Santiago, Chile.
- MINVU, & Observatorio Urbano. (2017). *Estadísticas Habitacionales a partir del Censo de 2017 - Tipología de viviendas particulares por región, comuna y zona; Viviendas y Población, según zona y comuna*. Santiago.
- MMA. (2020). *Informe del Estado del Medio Ambiente: Capítulo 14, Calidad del aire*. Santiago.
- MMA. (2021). *Informe Consolidado de Emisiones y Transferencias de Contaminantes: 2005 - 2019*. Santiago de Chile.
- Pezo, M., Cuevas, C., & Wagemann, E. (2023). *Diseño y Evaluación de un Sistema Reversible Bomba de Calor - Ciclo Rankine Orgánico* (Universidad de Concepción). Universidad de Concepción, Concepción. Recuperado de <http://repositorio.udec.cl/bitstream/11594/10933/1/Pezo%20Perez%2c%20Matias%20%20Tesis.pdf>
- Python Core Team. (2019). *Python: A dynamic, open source programming language*. Recuperado de <https://www.python.org/>
- Sánchez-López, M., Moreno, R., Alvarado, D., Suazo-Martínez, C., Negrete-Pincetic, M., Olivares, D., ... Basso, L. J. (2022). The diverse impacts of COVID-19 on electricity demand: The case of Chile. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 138, 107883. <https://doi.org/10.1016/J.IJEPES.2021.107883>
- Schimpf, S., & Span, R. (2015a). Simulation of a solar assisted combined heat pump – Organic rankine cycle system. *Energy Conversion and Management*, 102, 151–160. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.01.083>
- Schimpf, S., & Span, R. (2015b). Techno-economic evaluation of a solar assisted combined heat pump – Organic Rankine Cycle system. *Energy Conversion and Management*, 94, 430–437. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.02.011>
- Schimpf, S., Uitz, K., & Span, R. (2011). Simulation of a solar assisted combined heat pump–Organic Rankine Cycle-system. *Energy Procedia* 61, 3937–3944. Linköping, Sweden: World Renewable Energy Congress.
- Shah, Mirza M. (2017). Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. *International Journal of Refrigeration*, 74, 606–626. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.11.023>
- Shah, Mirza M. (2021a). Heat transfer during condensation in corrugated plate heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 127, 180–193. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.02.011>
- Shah, Mirza M. (2021b). Heat transfer during condensation in corrugated plate heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 127, 180–193. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2021.02.011>
- Shah, Mirza Mohammed. (2021). *Two-Phase Heat Transfer*. Hoboken, NJ: Wiley. Recuperado de <https://doi.org/10.1002/9781119618652>
- Shah, M.M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 22(4), 547–556. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(79\)90058-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(79)90058-9)
- Shah, M.M. (1982). Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Transactions*, 88(1), 185–196.
- Siekertkotte GmbH. (2023). *Flange heater datasheet - SSFHK-SERIES*. Herford, Germany.
- Steger, D., Regensburger, C., Eppinger, B., Will, S., Karl, J., & Schlücker, E. (2020). Design aspects of a reversible heat pump - Organic rankine cycle pilot plant for energy storage. *Energy*, 208, 118216. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118216>
- SWEP International. (2023). *Plate Heat Exchanger Specifications - B80H*. Landskrona, Sweden.

- Tori, F., Vera, S., Bustamante, W., & Sills, P. (s. f.). *Potential of Mid-Rise Social Residential Buildings to Reach Net Zero Energy Building Standard in Two Different Climates of Chile*. 5092–5096. <https://doi.org/10.26868/25222708.2019.211257>
- UC. (2005). Cartografía interactiva de los climas de Chile.
- University of Wisconsin-Madison. (2010). *TRNSYS Software Version 17*. Recuperado de <http://www.trnsys.com/>
- Verein Deutsche Ingenieure. (2010). *VDI Heat Atlas* (2nd ed.; V. D. I. e. V., Ed.). Berlin, Heidelberg: Springer. Recuperado de <https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6>
- Viessmann. (2010). *Vitosol Technical Guide 300-F* (pp. 18–19). pp. 18–19. Allendorf.
- Virtanen, P., Gommers, R., Oliphant, T. E., Haberland, M., Reddy, T., Cournapeau, D., ... Contributors, S. 1. 0. (2020). SciPy 1.0: Fundamental Algorithms for Scientific Computing in Python. *Nature Methods*. <https://doi.org/https://doi.org/10.1038/s41592-019-0686-2>
- Winandy, E., Saavedra, C., & Lebrun, J. (2002). Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering*, 22(2), 107–120.
- Yaïci, W., Entchev, E., Sardari, P. T., & Longo, M. (2020). Recent Developments of Combined Heat Pump and Organic Rankine Cycle Energy Systems for Buildings. En C. Alexandru, C. Jaliu, & M. Comșit (Eds.), *Product Design*. Rijeka: IntechOpen. <https://doi.org/10.5772/intechopen.93130>

## ANEXOS

### Anexo 1. Planos del edificio.

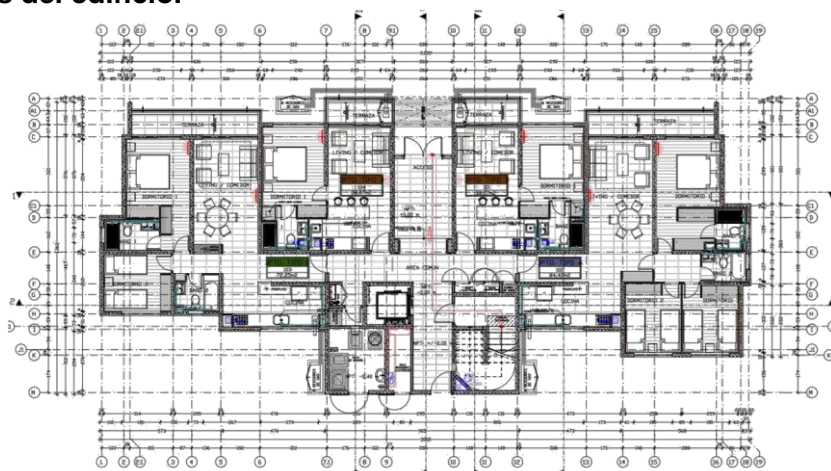


Figura 40: Vista en planta del primer piso del edificio.



Figura 41: Vista en elevación posterior y frontal del edificio.

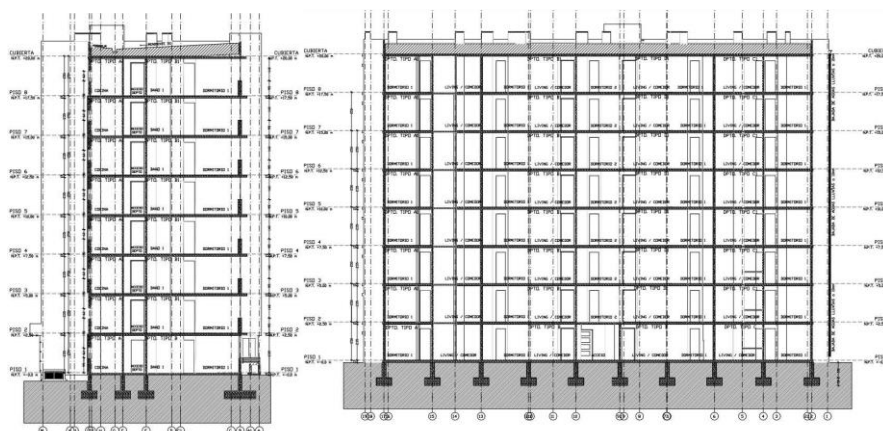


Figura 42: Cortes A-A y B-B de la Figura 40.

**Anexo 2. Caracterización experimental de los ocupantes del edificio y su comportamiento entre el 28.11.2022 y el 26.12.2022.**

La Tabla 19 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 (2.2) de la presente memoria, se consultó a los habitantes del edificio por la cantidad de personas que habitaban cada departamento. En la Tabla 19 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.

Tabla 19: Resultados de encuesta de ocupación del edificio y consumos energéticos por departamento.

| Piso                         | Tipo de departamento | N° de Habitantes |      | Consumo eléctrico en 4 semanas [kWh] | Consumo GN en 4 semanas [m <sup>3</sup> ] |
|------------------------------|----------------------|------------------|------|--------------------------------------|---|
|                              |                      | Reales           | Plan |                                      |   |
| 1                            | B                    | 1                | 2    | 143                                  | 2   |
|                              | A                    | 4                | 6    | 112                                  | 11  |
|                              | C                    | 3                | 4    | 124                                  | 7   |
| 2                            | B                    | 1                | 2    | 32                                   | 3   |
|                              | B                    | 1                | 2    | 33                                   | 2   |
|                              | A                    | 4                | 6    | 102                                  | 13  |
|                              | C                    | 2                | 4    | 147                                  | 5   |
| 3                            | D                    | 2                | 4    | 78                                   | 4   |
|                              | 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 3. 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 ( $55^{\circ}\text{C}$ ) será mayor a la del circuito de calefacción.

La Figura 43 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, la temperatura del agua permitirá la utilización directa para el calentamiento del agua en el estanque.

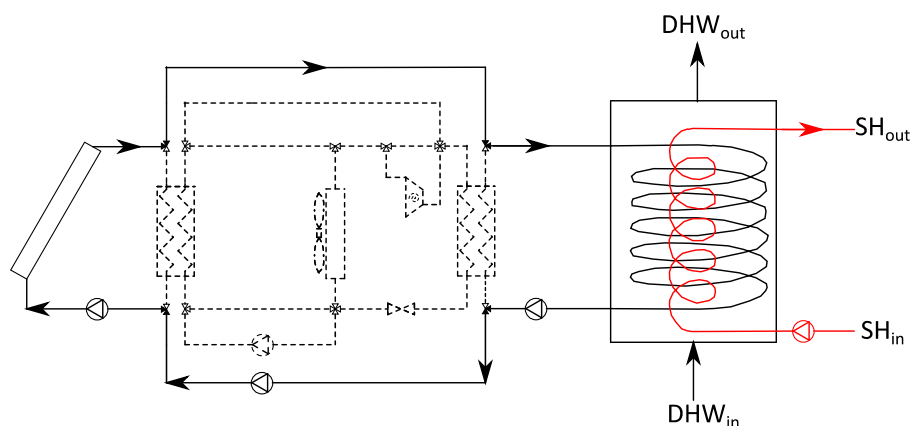


Figura 43: Modo Direct Solar Heating.

La Figura 44 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 isoentálica.

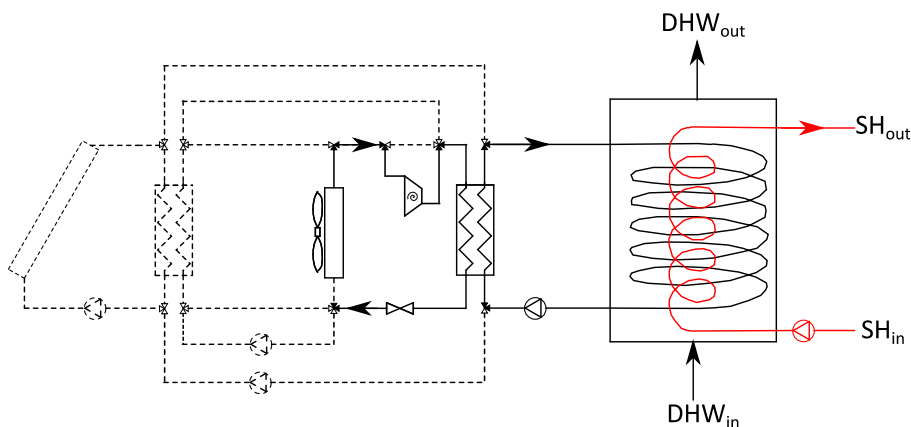


Figura 44: Modo Air Source Heat Pump.



Finalmente, cuando el estanque pueda satisfacer por sí solo la demanda de calor, el sistema funcionaría como ORC según lo indicado en la Figura 45. Existe un valor mínimo de potencia que debe tener el expansor, el cual corresponderá a la suma de las potencias de las bombas y el ventilador. 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.

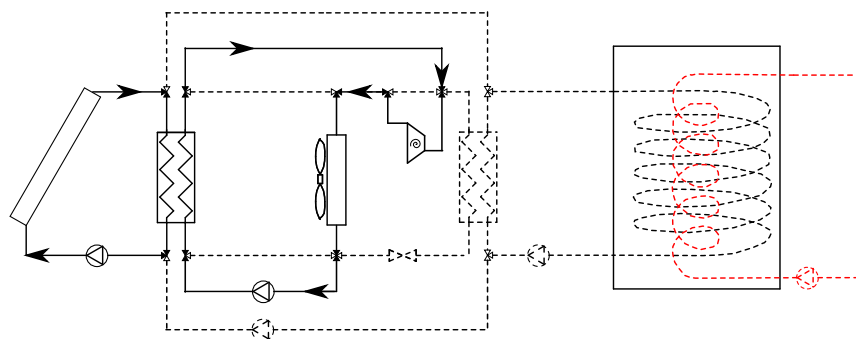


Figura 45: Modo ORC.

#### Anexo 4. Registro del consumo eléctrico por mes

La Figura 46 muestra el consumo mensual en kWh de las tres torres del complejo residencial mostrado en la Figura 47. El diseño arquitectónico de la torre B es igual al de la torre A pero simétrico. 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 (CitecUBB, 2021). 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 (Corporación de Desarrollo Tecnológico, 2018).

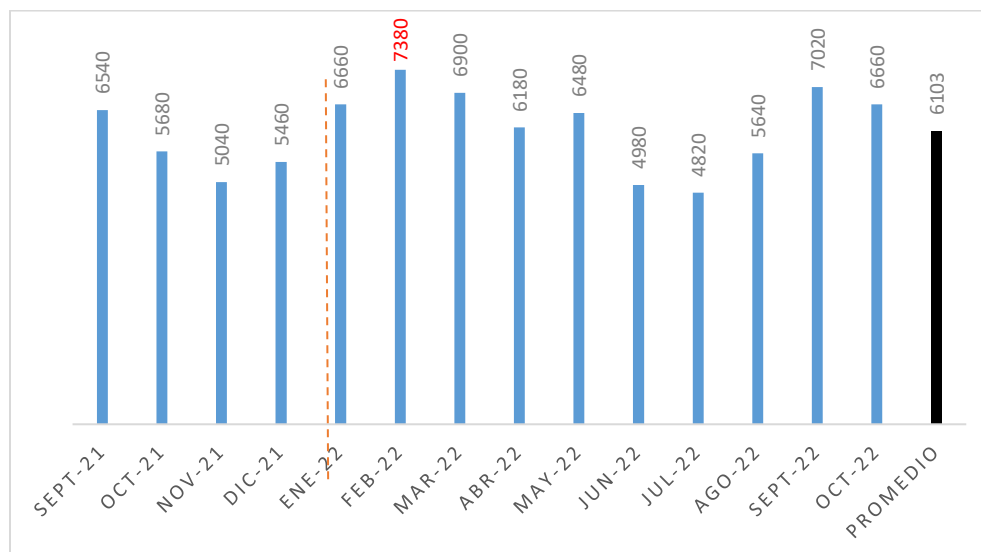


Figura 46: Consumo mensual real en [kWh] de las tres torres del complejo residencial.



Figura 47: Vista aérea de las torres del complejo residencial. De derecha a izquierda A, B y C.

### Anexo 5. Fichas técnicas de los equipos seleccionados.

Tabla 20: Ficha técnica del intercambiador de calor de placas usado como condensador en la HP.

|                     |   |                              |
|---------------------|---|------------------------------|
| Fabricante y modelo | SWEP – B80                                |                              |
| $N_p$               | Número de placas                          | 86                           |
| $\phi$              | Factor de alargamiento                    | 1,048                        |
| $A_{1,p}$           | Área de 1 placa                           | 0,0586 [m <sup>2</sup> ]     |
| $A_{hx}$            | Área total efectiva                       | 5,04[m <sup>2</sup> ]        |
| $D_p$               | Diámetro del puerto                       | 33 [mm]                      |
| $L_p$               | Altura total                              | 470 [mm]                     |
| $W$                 | Ancho de la placa                         | 119 [mm]                     |
| $p_p$               | Espaciamiento de placas                   | 2,24[mm]                     |
| $t_p$               | Espesor de placas                         | 0,4 [mm]                     |
| $b_p$               | Amplitud de ondulación                    | 1,84 [mm]                    |
| $\beta$             | Ángulo de Chevron                         | 60 [°]                       |
| $\dot{M}_{r,NOM}$   | Flujo másico de refrigerante nominal      | 0,4345 [kg s <sup>-1</sup> ] |
| $\dot{M}_{gw,NOM}$  | Flujo másico de agua-etilenglicol nominal | 0,7341 [kg s <sup>-1</sup> ] |
| $\dot{Q}_{NOM}$     | Potencia nominal                          | 85,87 [kW]                   |

Tabla 21: Ficha técnica del intercambiador de calor de placas usado como evaporador en el ORC.

|                     |   |                             |
|---------------------|---|-----------------------------|
| Fabricante y modelo | SWEP – F80                                |                             |
| $N_p$               | Número de placas                          | 58                          |
| $\phi$              | Factor de alargamiento                    | 1,516                       |
| $A_{1,p}$           | Área de 1 placa                           | 0,0586 [m <sup>2</sup> ]    |
| $A_{hx}$            | Área total efectiva                       | 3,40 [m <sup>2</sup> ]      |
| $D_p$               | Diámetro del puerto                       | 31,5 [mm]                   |
| $L_p$               | Altura total                              | 470[mm]                     |
| $W$                 | Ancho de la placa                         | 119 [mm]                    |
| $p_p$               | Espaciamiento de placas                   | 2,30 [mm]                   |
| $t_p$               | Espesor de placas                         | 0,4 [mm]                    |
| $b_p$               | Amplitud de ondulación                    | 1,9 [mm]                    |
| $\beta$             | Ángulo de Chevron                         | 60 [°]                      |
| $\dot{M}_{r,NOM}$   | Flujo másico de refrigerante nominal      | 0,348 [kg s <sup>-1</sup> ] |
| $\dot{M}_{gw,NOM}$  | Flujo másico de agua-etilenglicol nominal | 0,88 [kg s <sup>-1</sup> ]  |
| $\dot{Q}_{NOM}$     | Potencia nominal                          | 72,8 [kW]                   |

Tabla 22: Ficha técnica del intercambiador de calor de tubos aletados usado como evaporador en el modo ASHP y como condensador en el ORC.

|                         |   |  |
|-------------------------|---|--|
| Fabricante y modelo     | AlfaBlue Junior AG 632 2BDH – AI 2.1 Cu               |  |
| $N_{rows}$              | Número de filas de tubos                              | 2  |
| $N_{circuits}$          | Número de circuitos                                   | 2  |
| $N_{tubes,row,circuit}$ | Número de tubos por fila por circuito                 | 14                                       |
| $W$                     | Ancho de la batería                                   | 2 000 [mm]                               |
| $L$                     | Espesor de la batería                                 | 70 [mm]                                  |
| $H$                     | Alto de la batería                                    | 980 [mm]                                 |
| $D_{e,t}$               | Diámetro exterior de los tubos                        | 12,7 [mm]                                |
| $t_t$                   | Espesor de los tubos                                  | 0,55 [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                                | 121,5 [m <sup>2</sup> ]                  |
| $A_{r,hx}$              | Área del lado del refrigerante                        | 4,08 [m <sup>2</sup> ]                   |
| $N_f$                   | Número de aletas                                      | 952                                      |
| $S_T$                   | Espaciamiento entre aletas vertical                   | 35 [mm]                                  |
| $S_L$                   | Espaciamiento entre aletas horizontal                 | 35 [mm]                                  |
| $A_{fr}$                | Área frontal  | 1,96 [m <sup>2</sup> ]                   |
| $\sigma$                | Razón entre el área de mínimo flujo y el área frontal | 0,564                                    |
| $N_{fan}$               | Número de ventiladores                                | 2  |
| $D_{fan}$               | Diámetro de los ventiladores                          | 630 [mm]                                 |
| $N_{rpm,fan,NOM}$       | Velocidad de giro nominal                             | 1 330 [rpm]                              |
| $\dot{M}_{r,NOM}$       | Flujo másico de refrigerante nominal                  | 0,7 [kg s <sup>-1</sup> ]                |
| $\dot{V}_{a,NOM}$       | Flujo volumétrico de aire nominal                     | 21 999 [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ] |
| $\dot{Q}_{NOM}$         | Potencia nominal                                      | 74,26 [kW]                               |

Tabla 23: Características geométricas del primer intercambiador de calor helicoidal (transfiere calor desde la mezcla de agua-glicol hacia el agua dentro del estanque).

|                      |   |  |
|----------------------|---|--|
| $N_t$                | 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             | 2,3 [m]                                    |
| $D_{t,i}$            | Diámetro interior del tubo                  | 62,61 [mm]                                 |
| $D_{t,o}$            | Diámetro exterior del tubo                  | 66,68 [mm]                                 |
| $A_{gw,hel1}$        | Área del lado del etilenglicol (interna)    | 31,3 [m <sup>2</sup> ]                     |
| $A_{w,hel1}$         | Área del lado del agua (externa)            | 33,3 [m <sup>2</sup> ]                     |
| $U_{NOM,hel1}$       | Coefficiente de transferencia de calor      | 271,1 [W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ] |
| $\dot{Q}_{NOM,hel1}$ | Potencia nominal                            | 104 [kW]                                   |
| $\Delta T_{lm}$      | Diferencia de temperatura media logarítmica | 11,5 [K]                                   |

Tabla 24: Características geométricas del segundo intercambiador de calor helicoidal (transfiere calor desde el agua del estanque hacia la red de calefacción).

|                       |   |  |
|-----------------------|---|--|
| $N_t$                 | 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           | 1,8 [m]                                    |
| $D_{t,i}$             | Diámetro interior del tubo                | 62,61 [mm]                                 |
| $D_{t,o}$             | Diámetro exterior del tubo                | 66,68 [mm]                                 |
| $A_{w,in,hel2}$       | Área del lado interno                     | 56,5 [m <sup>2</sup> ]                     |
| $A_{w,out,hel2}$      | Área del lado externo                     | 60,2 [m <sup>2</sup> ]                     |
| $U_{NOM,hel2}$        | Coefficiente de transferencia de calor    | 277,5 [W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ] |
| $\dot{Q}_{NOM,hel2}$  | Potencia nominal                          | 92 [kW]                                    |
| $\dot{M}_{w,NOM,rad}$ | Flujo másico de agua hacia los radiadores | 3,07 [kg s <sup>-1</sup> ]                 |

Tabla 25: Especificaciones de los colectores solares.

| Característica  | Valor                                  |
|---|--|
| Fabricante  | Viessmann                              |
| Modelo  | Vitosol 300 FPC                        |
| Altura [mm]   | 2380                                   |
| Ancho [mm]  | 1056                                   |
| Área de apertura [m <sup>2</sup> ]  | 2,33                                   |
| Parámetros de eficiencia  | $a_0 = 83,4, a_1 = 3,66, a_2 = 0,0169$ |
| Flujo másico recomendado [L h <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> ] ([L s <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> ) | 25 (0,00694)                           |
| Temperatura máxima [°C]   | 205                                    |

Tabla 26: Especificaciones de los paneles fotovoltaicos.

| Característica  | Valor                        |
|---|------------------------------|
| Fabricante  | Jollywood                    |
| Modelo  | JW Pro Series JW-HT144N-550W |
| Altura [mm]   | 2278                         |
| Ancho [mm]  | 1134                         |
| Superficie [m <sup>2</sup> ]                                    | 2,58                         |
| Potencia máxima [W]   | 550                          |
| Voltaje de máxima potencia [V]                                  | 42,0                         |
| Corriente de máxima potencia [A]                                | 13,10                        |
| Voltaje de circuito abierto [V]                                 | 50,28                        |
| Corriente de corto circuito [A]                                 | 14,00                        |
| Número de celdas  | 144                          |
| Coefficiente de temperatura para voltaje [% C <sup>-1</sup> ]   | - 0,250                      |
| Coefficiente de temperatura para corriente [% C <sup>-1</sup> ] | + 0,045                      |

## Anexo 6. Correlaciones utilizadas para el modelado de la transferencia de calor.

### 1. Intercambiador de calor de tubos aletados

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

Según indica la VDI (Verein Deutsche Ingenieure, 2010), la correlación de Gnielinski es la más utilizada para flujo monofásico dentro de tuberías para un amplio espectro de fluidos. Se define una correlación de Nusselt para cada régimen, para flujo turbulento se tiene:

$$Nu_{tur} = \frac{\left(\frac{f_l}{8}\right) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f_l}{8} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}} \left(1 + \left(\frac{D_{i,t}}{L_p}\right)^{\frac{2}{3}}\right), \quad f_l = 1,8 \ln(Re - 1,5)^{-2} \quad (47)$$

Para flujo laminar y de transición:

$$Nu_{lam} = \left(Nu_{m,q1}^3 + 0,6^3 + (Nu_{m,q2} - 1)^3\right)^{\frac{1}{3}}, \quad Nu_{trans} = (1 - \gamma)Nu_{lam} + \gamma Nu_{tur} \quad (48)$$

Con los parámetros auxiliares definidos como:

$$Nu_{m,q1} = 4,364, \quad Nu_{m,q2} = 1,953 \left(\frac{Re Pr D_{i,t}}{L_p}\right)^{1/3}, \quad \gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (49)$$

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

$$Nu = \begin{cases} Nu_{tur} & \text{si } Re > 10^4 \\ Nu_{trans} & \text{si } 2300 \leq Re \leq 10^4 \\ Nu_{lam} & \text{si } Re < 2300 \end{cases}, \quad hcv_{Gnielinski} = \frac{Nu k_r}{D_{i,t}} \quad (50)$$

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

La correlación propuesta por Shah (1982) 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  $hcv_{ad}$ .

$$hcv_{Shah,1982} = \widetilde{hcv} \cdot hcv_l \quad (51)$$

$$hcv_l = \left[ \frac{\left(\frac{f_l}{8}\right) (Re_{D_{i,t,l}} - 1000) Pr_l}{1 + 12,7 \left(Pr_l^{\frac{2}{3}} - 1\right) \sqrt{\frac{f_l}{8}}} \right] \frac{k_{r,l}}{D_{i,t}}, \quad f_l = \frac{1}{(0,79 \ln(Re_{D_{i,t,l}}) - 1,64)^2} \quad (52)$$

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

$$Co = \left(\frac{1}{x_{r,su,tp} - 1}\right)^{0,8} \frac{\rho_{r,sv}}{\rho_{r,sl}}, \quad Bo = \frac{q}{G(h_{r,sv} - h_{r,sl})}, \quad Fr = \frac{G^2}{g \rho_{r,sv}^2 D_{i,t}}, \quad N = 0,38 Co Fr^{-0,3} \quad (53)$$

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:

$$\begin{aligned} \widetilde{hcv}_{cb} &= 1,8 N^{-0,8} \\ \widetilde{hcv}_{nb} &= \begin{cases} 230 Bo^{1/2} & \text{si } Bo \geq 0,3 \times 10^{-4} \\ 1 + 46 Bo^{1/2} & \text{si } Bo < 0,3 \times 10^{-4} \end{cases} \\ \widetilde{hcv}_{bs,1} &= \begin{cases} 14,70 Bo^{1/2} \exp(2,74 N^{-0,1}) & \text{si } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15,43 Bo^{1/2} \exp(2,74 N^{-0,1}) & \text{si } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \\ \widetilde{hcv}_{bs,2} &= \begin{cases} 14,70 Bo^{1/2} \exp(2,47 N^{-0,1}) & \text{si } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15,43 Bo^{1/2} \exp(2,47 N^{-0,1}) & \text{si } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \end{aligned} \quad (54)$$

$$\widetilde{hcv} = \begin{cases} \text{MAX}(\widetilde{hcv}_{cb}, \widetilde{hcv}_{bs,2}) & \text{si } N \leq 0,1 \\ \text{MAX}(\widetilde{hcv}_{cb}, \widetilde{hcv}_{bs,1}) & \text{si } 0,1 < N \leq 1,0 \\ \text{MAX}(\widetilde{hcv}_{cb}, \widetilde{hcv}_{bs,2}) & \text{si } N > 1,0 \end{cases}$$

En 2017 Shah (2017) 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:

$$We = \frac{G^2 D_{i,t}}{\rho_{r,sv} \sigma}, \quad E_{s,aux} = 2.1 - 0,008We - 110Bo, \quad E_s = \begin{cases} E_{s,aux} & \text{si } E_{s,aux} \geq 1 \\ 1 & \text{si } E_{s,aux} < 1 \end{cases} \quad (55)$$

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

$$hcv_{Shah,2017} = hcv_{Shah,1982} \cdot E_s \quad (56)$$

### c) Shah (1979): Condensación dentro de tubos

Para la condensación de refrigerante se utiliza la correlación de Shah descrita en su libro (Shah, 2021). 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.

$$hcv_{sl} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left( \frac{k_f}{D_{i,t}} \right), \quad P_{ratio} = \frac{P_r}{P_{r,crit}} \quad (57)$$

$$hcv_{Shah,1979} = hcv_{sl} \cdot \left[ (1-x)^{0,8} + \frac{3,8 x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{P_{ratio}^{0,38}} \right] \quad (58)$$

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 48, el  $hcv_{Shah,1979}$  varía considerablemente durante el proceso de condensación.

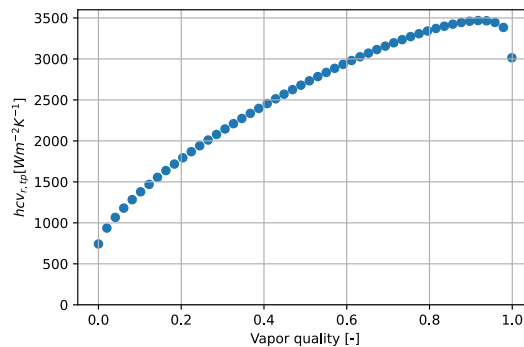


Figura 48: Coeficiente convectivo del R134a durante condensación en zona bifásica calculado por la correlación de Shah (1979) al variar la calidad del vapor en la cual se evalúa. ( $P_r = 1,65$  [MPa],  $D_{i,t} = 11$  [mm],  $\dot{M}_r = 0,7$  [ $kg s^{-1}$ ],  $N_{p,t} = 25$ ).

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 (Verein Deutsche Ingenieure, 2010), la cual se obtuvo a partir de múltiples ensayos en equipos industriales:

$$Nu = 0,38 Re^{0,6} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{A_{a,f}}{A_{a,t}} \right)^{-0,15}, \quad hcv_{VDI} = \frac{Nu k_a}{D_{e,t}} \quad (59)$$

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:

$$A_{a,t} = \pi D_{e,t} (L_p - t_f N_f) N_{p,t} N_{r,t}, \quad A_{a,f} = H_f W_f N_f - N_{p,t} \pi \frac{D_{e,t}^2}{4} + 2 W_f t_f N_f \quad (60)$$

## 2. Intercambiadores de calor 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)

Para flujo monofásico se probaron las correlaciones mostradas en la Figura 49, sin embargo, se utilizará la correlación de Martin al ser recomendada por la VDI (Verein Deutsche Ingenieure, 2010).

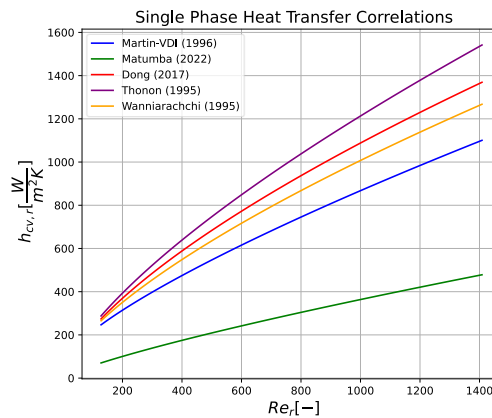


Figura 49: Comparación de correlaciones en flujo monofásico.

Esta correlación 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:

$$Re = \frac{\rho v D_{hyd}}{\mu}, \quad v = \frac{\dot{M}_{ch}}{2 b W_p \rho} \quad (61)$$

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

$$f_{1,0} = \begin{cases} \frac{39}{Re^{0,289}} & , \text{ si } Re \geq 2000 \\ \frac{597}{Re} + 3,85 & , \text{ si } Re < 2000 \end{cases} \quad (62)$$



$$f_0 = \begin{cases} (1.8 \ln(Re) - 1.5)^{-2}, & \text{si } Re \geq 2000 \\ \frac{64}{Re}, & \text{si } Re < 2000 \end{cases}$$

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

$$f_1 = A f_{1,0}, \quad f = \left[ \frac{\cos \beta}{\sqrt{B \tan \beta + C \sin \beta + \frac{f_0}{\cos \beta}}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{f_1}} \right]^{-2} \quad (63)$$

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

$$A = 3,8, B = 0,18, C = 0,36 \quad (64)$$

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

$$Hg = \frac{f \cdot Re^2}{2}, \quad \Delta P = Hg \frac{\mu^2 L_p}{\rho D_{hyd}^3} \quad (65)$$

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

$$Nu = 0,122 Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_{wall}} \right)^{\frac{1}{6}} (2 Hg \sin 2\beta)^{0,374}, \quad hcv_{VDI} = \frac{Nu k_r}{D_{hyd}} \quad (66)$$

b) Shah (2021): Condensación

La correlación de Shah (2021b) se basa en la sugerida por Longo, 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 27.

Tabla 27: Rango de validez de la correlación de Shah para condensación en BPHX.

| Parámetro                  | Rango de validez |
|----------------------------|------------------|
| Fluidos                    | 18 diferentes    |
| $b$ [mm]                   | 1,2 – 5,0        |
| $\lambda$ [mm]             | 4,9 – 12,7       |
| $\beta$ [°]                | 30 – 75          |
| $G$ [ $kg m^{-2} s^{-1}$ ] | 2,3 – 165        |
| $x$ [-]                    | 0 – 1            |
| $\phi$ [-]                 | 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  $Re_{LS}$ :

$$G_{eq} = G \left[ (1 - x) + x \left( \frac{\rho_{sl}}{\rho_{sv}} \right)^{0.5} \right], \quad Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_{hyd}}{\mu_{sl}}, \quad Re_{LS} = \frac{G_{eq}(1 - x) D_{hyd}}{\mu_{sl}} \quad (67)$$

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:

$$hcv_{fc} = 1,875 \phi Re_{eq}^{0,445} Pr_{sl}^{\frac{1}{3}} \left( \frac{k_{sl}}{D_{hyd}} \right) \quad (68)$$

$$hcv_{grav} = 1,32 \phi Re_{LS}^{-\frac{1}{3}} \left[ \frac{\rho_{sl}(\rho_{sl} - \rho_{sv})g k_{sl}^3}{\mu_{sl}^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

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

$$hcv_{Shah} = \begin{cases} \max(hcv_{fc}, hcv_{grav}), & \text{si } Re_{eq} < 1600 \\ hcv_{grav}, & \text{si } Re_{eq} \geq 1600 \end{cases} \quad (69)$$

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 50 se muestra la variación del coeficiente convectivo en el proceso de condensación.

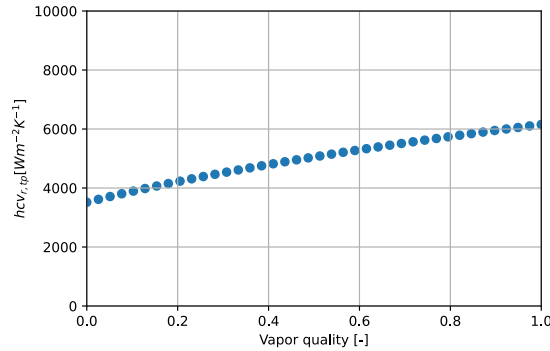


Figura 50: Variación del coeficiente convectivo del R134a durante la condensación usando la correlación propuesta por Shah (2021) para las características geométricas del condensador de la bomba de calor.

### c) Amalfi (2016): Evaporación

La correlación de Amalfi et al., (2016b, 2016a), es recomendada por Shah en su libro 'Two-Phase Heat Transfer' Shah (2021) por sobre las correlaciones de Ayub y Longo por tener un rango de calibración más amplio (mostrado en la Tabla 28).

Tabla 28: Rango de validez de la correlación de Amalfi para evaporación en BPHX.

| Parámetro      | Rango de validez      |
|----------------|-----------------------|
| Fluidos        | Agua, amoníaco, HFC's |
| $We$ [-]       | 0,027 – 162           |
| $Re_{LT}$ [-]  | 41 – 5360             |
| $Re_{LS}$ [-]  | 12 – 5320             |
| $D_{hyd}$ [mm] | 1,7 – 8               |
| $\beta$ [°]    | 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  $\rho_m$ :

$$x_m = 0,5(x_{sl} + x) \quad , \quad \rho_m = \left( \frac{x_m}{\rho_{sv}} + \frac{1 - x_m}{\rho_{sl}} \right)^{-1} \quad (70)$$

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  $Re_{LT}$ :

$$Re_{GS} = \frac{Gx D_{hyd}}{\mu_{sl}} \quad , \quad Re_{LT} = \frac{G D_{hyd}}{\mu_{sl}} \quad (71)$$

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

$$Bo = \frac{q}{G(h_{r,sv} - h_{r,sl})} \quad , \quad We = \frac{G^2 D_{hyd}}{\rho_m \sigma} \quad , \quad Bd = \frac{(\rho_{sl} - \rho)g D_{hyd}^2}{\sigma} \quad (72)$$

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:

$$Ratio_{\rho} = \frac{\rho}{\rho_{sl}} \quad , \quad Ratio_{\beta} = \frac{\beta}{70} \quad (73)$$

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

$$Nu = \begin{cases} 982 Ratio_{\beta}^{1,101} We^{0,315} Bo^{0,32} Ratio_{\rho}^{-0,224} & , \quad si \quad Bd < 4 \\ 18,495 Ratio_{\beta}^{0,248} Re_{GS}^{0,135} Re_{LT}^{0,351} Bd^{0,235} Bo^{0,198} Ratio_{\rho}^{-0,223} & , \quad si \quad Bd \geq 4 \end{cases} \quad (74)$$

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

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

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

La correlación propuesta por Dong et al., (2017) 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 29: Rango de calibración de la correlación de Dong.

| Parámetro   | Rango de validez |
|-------------|------------------|
| Fluidos     | 3                |
| $Re$ [-]    | 250 - 7000       |
| $Pr$ [-]    | 2 - 12           |
| $\beta$ [°] | 30, 60           |

El coeficiente convectivo se puede obtener como:

$$hcv = 0,964 Re^{0,671} Pr^{0,32} \left(\frac{\beta}{180}\right)^{1,022} \left(\frac{k_{gw}}{D_{hyd}}\right) \quad (75)$$

### 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 (Verein Deutsche Ingenieure, 2010), 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:

$$Re = \frac{4 \dot{M}}{\pi D_{i,t}} \quad , \quad m = 0.5 + 0,2903 \left(\frac{D_{i,t}}{D_s}\right)^{0,194} \quad , \quad Re_{crit} = 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{D_{i,t}}{D_s}\right)^{0,45}\right] \quad (76)$$

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

$$Nu_{lam} = 3,66 + 0,08 \left[ 1 + 0,8 \left( \frac{D_{i,t}}{D_s} \right)^{0,9} \right] Re^m Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{Pr}{Pr_{wall}} \right)^{0,14} \quad (77)$$

$$f = \left[ \frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 0,03 \left( \frac{D_{i,t}}{D_s} \right)^{0,5} \right] \left( \frac{\mu_{wall}}{\mu} \right)^{0,27}, \quad Nu_{tur} = \frac{\left( \frac{f}{8} \right) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \left( \frac{Pr}{Pr_{wall}} \right)^{0,14} \quad (78)$$

$$\gamma = \frac{2,2 \cdot 10^4 - Re}{2,2 \cdot 10^4 - Re_{crit}} \quad (79)$$

$$Nu_{trans} = \gamma Nu_{lam}(Re = Re_{crit}) + (1 - \gamma) Nu_{tur}(Re = 2,2 \cdot 10^4)$$

Así, el coeficiente convectivo dentro del tubo se calcula:

$$Nu = \begin{cases} Nu_{lam} & , \quad si \ Re < \ Re_{crit} \\ Nu_{trans} & , \quad si \ Re_{crit} \leq Re \leq 2,2 \cdot 10^4 \\ Nu_{tur} & , \quad si \ Re > 2,2 \cdot 10^4 \end{cases}, \quad hcv = \frac{Nu \ k}{D_{i,t}} \quad (80)$$

b) Fernández-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 Fernández-Seara et al. (2007):

$$Nu_{w,tk} = 0,4998 Ra_{w,tk}^{0,2633}, \quad hcv = \frac{Nu_{w,tk} \ k_{w,tk}}{D_{tk}} \quad (81)$$

Donde:

$$Ra_{w,tk} = Gr_{tk} Pr_{tk}, \quad Gr = \frac{g (T_{w,tk} - T_{wall,tk}) D_{tk}^3}{T_{w,tk} \left( \frac{\mu_{w,tk}}{\rho_{w,tk}} \right)^2} \quad (82)$$