



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
Departamento de Ingeniería Mecánica



Evaluación numérica de un sistema híbrido de recuperación de agua atmosférica para consumo humano

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: Aitor Patricio Dagoberto Cendoya Ferrada
Profesores Guías: Cristian Alberto Cuevas Barraza
Enrique Ignacio Wagemann Herrera

Concepción, Chile 2023

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

Agradecimientos

Quisiera agradecer en primer lugar al equipo de trabajo que me apoyo en el desarrollo de esta tesis, al profesor Cristián Cuevas y al profesor Enrique Wagemann, quienes me apoyaron durante todo el proceso, entregándome su apoyo, confianza y disposición en todo momento, ya que sin ellos el camino hubiera sido más difícil de recorrer. También agradecer al Departamento de Ingeniería Civil Mecánica, donde me entregaron los conocimientos para poder llegar hasta este punto.

Agradezco a todos mis amigos de la vida y los formados en la Universidad, quienes siempre me motivaron y apoyaron a seguir avanzando, afrontando nuevos desafíos de la mejor manera, en especial a mi polola Fiorella quien siempre me ayudó, apoyó y me dio fuerzas.

Finalmente, agradezco a mi familia, en especial a mis padres Patricio y Carmen, quienes siempre me han entregado todas las herramientas y su apoyo incondicional, sobre todo en momentos donde el cansancio y el estrés se hicieron notar, a mis hermanos Roman y Montserrat que me cuidaron los computadores mientras iteraban.

Este trabajo fue financiado por la Agencia Nacional de Investigación y Desarrollo ANID, a través del proyecto FONDEF ID22I10051.

Tabla de Contenido

| | |
|---|----|
| CAPÍTULO 1 | 1 |
| 1 INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.1 Estado del arte | 1 |
| 1.2 Hipótesis y objetivos..... | 3 |
| 1.2.1 Hipótesis | 3 |
| 1.2.2 Objetivos..... | 3 |
| CAPÍTULO 2 | 4 |
| 2 METODOLOGIA | 4 |
| 2.1 Condiciones climáticas..... | 4 |
| 2.2 Diseño del sistema..... | 4 |
| 2.2.1 Sistema simple basado en VCC..... | 4 |
| 2.2.2 Sistema híbrido | 5 |
| 2.3 Modelado de los componentes..... | 6 |
| 2.3.1 Condensador | 6 |
| 2.3.2 Compresor | 8 |
| 2.3.3 Evaporador | 11 |
| 2.3.4 Rueda desecante | 13 |
| 2.3.5 Intercambiador de calor aire-aire..... | 14 |
| 2.3.6 Ventilador..... | 16 |
| 2.3.7 Membrana y Bomba de vacío..... | 16 |
| 2.3.8 Coeficientes convectivos de transferencia de calor y caída de presión | 18 |
| 2.3.9 Modelo integrado del sistema híbrido..... | 20 |
| 2.4 Implementación de los métodos numéricos..... | 22 |
| CAPÍTULO 3 | 23 |
| 3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN | 23 |
| CAPÍTULO 4 | 30 |
| 4 CONCLUSIONES..... | 30 |
| REFERENCIAS..... | 31 |
| ANEXOS | 35 |

Índice de Tablas

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Propiedades geométricas de las las aletas empleadas por Rich [28]..... | 6 |
| Tabla 2. Parámetros identificados del modelo | 10 |
| Tabla 3. Geometría y parámetros de la rueda desecante WSG 770X220 | 13 |
| Tabla 4. Dimensión de los componentes del sistema simple basado en VCC | 20 |
| Tabla 5. Dimensiones de los componentes del sistema híbrido..... | 20 |
| Tabla 6. SEC, WHR mensuales promedios, y el T_{n-oper} de los sistemas basados en un VCC simple e híbrido | 24 |
| Tabla 7. Comparación del sistema híbrido con otros sistemas AWH..... | 28 |
| Tabla 8. Condiciones del aire en el evaporador para diferentes configuraciones..... | 35 |

Índice de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1. Configuración del sistema simple basado en VCC. | 4 |
| Figura 2. Configuración del sistema híbrido..... | 5 |
| Figura 3. Modelo de tres zonas del condensador [27] | 6 |
| Figura 4. Predicción de la potencia del condensador en comparación al fabricante Lu-Ve..... | 8 |
| Figura 5. Modelo del compresor scroll..... | 9 |
| Figura 6. Predicción entre las principales salidas del modelo y datos del fabricante | 10 |
| Figura 7. Modelo del evaporador en régimen totalmente seco. | 11 |
| Figura 8. Predicción de la cantidad de agua condensada..... | 12 |
| Figura 9. Predicción del modelo de rueda desecante para la zona de regeneración | 14 |
| Figura 10. Esquema del intercambiador de calor (flujo cruzado) | 14 |
| Figura 11. Validación del Intercambiador de calor aire-aire | 15 |
| Figura 12. Factores para el modelo ZN035, ZIEHL-ABEGG..... | 16 |
| Figura 13. Predicción de la bomba de vacío..... | 18 |
| Figura 14. Modelo integrado basado en VCC simple..... | 19 |
| Figura 15. Integración de los modelos que conforman al sistema híbrido. | 21 |
| Figura 16. Diagrama de flujo computacional del sistema simple basado en un VCC..... | 22 |
| Figura 17. Simulación del sistema simple basado en VCC en la ciudad de Combarbalá..... | 23 |
| Figura 18. Simulación del sistema híbrido en la ciudad de Combarbalá. | 24 |
| Figura 19. Comparación de la SEC anual según el tipo de clima y la ubicación | 25 |
| Figura 20. Mejora relativa del SEC del sistema híbrido con respecto al sistema simple basado en un VCC (las ciudades están ordenadas de norte a sur)..... | 26 |
| Figura 21. WHR promedio diario del sistema simple basado en un VCC (color rojo) y del sistema híbrido (color azul) para las nueve ciudades | 27 |
| Figura 22. SEC de los sistemas simples basados en un VCC e híbrido para todas las condiciones climáticas evaluadas. | 28 |
| Figura 23. Configuración (i). | 35 |
| Figura 24. Configuración (ii). | 36 |
| Figura 25. Configuración (iii)..... | 36 |
| Figura 26. Configuración (iv). | 37 |
| Figura 27. Configuración (v). | 37 |
| Figura 28. Configuración (vi) | 38 |
| Figura 29. Configuración (vii)..... | 38 |
| Figura 30. Configuración (viii)..... | 39 |
| Figura 31. Diagrama de flujo computacional del condensador..... | 39 |
| Figura 32. Diagrama de flujo computacional del compresor scroll. | 40 |
| Figura 33. Diagrama de flujo computacional del evaporador. | 40 |
| Figura 34. Copiapó..... | 41 |
| Figura 35. Petorca..... | 42 |
| Figura 36. Paine..... | 43 |
| Figura 37. Chimbarongo..... | 44 |
| Figura 38. Hualqui..... | 45 |
| Figura 39. Valdivia..... | 46 |
| Figura 40. Puerto Montt..... | 47 |
| Figura 41. Puerto Aysén..... | 48 |

Resumen

Este artículo propone un nuevo sistema híbrido basado en métodos de refrigeración activa y concentración de vapor para recuperar agua del aire ambiente. Este sistema está compuesto por tres ruedas desecantes, una membrana selectiva de vapor, dos intercambiadores de calor aire-aire y un Ciclo de Compresión de Vapor. Adicionalmente, se modela un sistema simple basado en el ciclo de compresión de vapor utilizado como referencia. Ambos sistemas se evalúan a través de su producción anual de agua y su consumo específico de energía para 9 ciudades distribuidas a lo largo de Chile. Cada componente se modela de forma modular y se integra en un modelo global en Python. Los resultados de la simulación muestran que el sistema híbrido permite reducir el consumo de energía en un 26.1% en comparación con el sistema simple basado en el ciclo de compresión de vapor, siendo la estación de verano la que muestra la mayor diferencia con un valor de 30.3% y la estación de otoño la menor con un 20.5%. La tasa de recolección promedio de agua del sistema simple basado en un ciclo de compresión de vapor es de $6.4 \text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$ y para el sistema híbrido de $30.9 \text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$, con consumos específicos de energía de 0.649 y $0.484 \text{ kWh}\cdot\text{L}^{-1}$, respectivamente. Además, el sistema híbrido aumenta el rango de operación, pudiendo operar el 99% del total de las condiciones meteorológicas evaluadas frente a un 80.7% del sistema simple basado en el ciclo de compresión de vapor. Sin embargo, a pesar de la reducción global del consumo específico de energía en el sistema híbrido, el sistema simple basado en el ciclo de compresión de vapor tiene un menor consumo de energía para humedades específicas superiores al 80%.

Palabras claves: Sistema de recolección de agua, Escasez de agua, Ciclo de compresión de vapor, Rueda desecante, Membrana selectiva, Modelo computacional numérico.

NOMENCLATURA

| | |
|-----------|--|
| A | Área, m^2 |
| \dot{C} | Flujo capacitivo, $W \cdot K^{-1}$ |
| c_p | Calor específico, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| C_r | Razón de flujo capacitivo |
| D | Diámetro, m |
| f | Factor de fricción |
| h | Entalpía específica, $J \cdot kg^{-1}$ |
| h_{cv} | Coefficiente convectivo de transferencia de calor, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ |
| k | Conductividad térmica, $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$ |
| L | Largo, m |
| \dot{M} | Flujo másico, $kg \cdot s^{-1}$ |
| \dot{N} | Flujo molar, $mol \cdot s^{-1}$ |
| Nu | Número de Nusslet |
| \dot{P} | Permeabilidad, $mol \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-1} \cdot m^{-2}$ |
| P | Presión, Pa |
| Pr | Número de Prandtl |
| \dot{Q} | Flujo de calor, W |
| r | Razón |
| R | Resistencia térmica, $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$ |
| Re | Número de Reynolds |
| HR | Humedad relativa, % |
| SC | Sílice gel |
| SEC | Consumo específico de energía, $kW \cdot h \cdot L^{-1}$ |
| t | Temperatura, K |
| T | Torque, N·m |
| U | Resistencia global térmica, $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$ |
| UA | Coefficiente global de transferencia de calor, $W \cdot K^{-1}$ |
| \dot{V} | Flujo volumétrico, $m^3 \cdot s^{-1}$ |
| v | Volumen específico, $m^3 \cdot kg^{-1}$ |
| V | Volumen, m^3 |
| \dot{W} | Potencia, W |
| W | Humedad específica, $kg_w \cdot kg_{as}^{-1}$ |
| WHR | Tasa de recolección de agua, $L \cdot h^{-1}$ |
| x | Propiedad térmica que evaluar |

Subíndices

| | |
|--------|-------------------|
| a | Aire |
| ads | Zona de adsorción |
| amb | Ambiente |
| as | Aire seco |
| c | Contacto |
| cat | Catálogo |
| cd | Condensador |
| $cold$ | Lado frío |
| cp | Compresor |
| $crit$ | Crítico |

| | |
|-----------------|---|
| <i>dew</i> | Punto de rocío |
| <i>dry</i> | Seco |
| <i>dw</i> | Rueda desecante |
| <i>dyn</i> | Dinámica |
| <i>ex</i> | Salida |
| <i>ev</i> | Evaporador |
| <i>fa</i> | Aire ficticio |
| <i>fan</i> | Ventilador axial |
| <i>fr</i> | Frontal |
| <i>HE</i> | Intercambiador de calor |
| <i>hot</i> | Lado caliente |
| <i>hyd</i> | Sistema híbrido |
| <i>in</i> | Interior |
| <i>int</i> | Intermedio |
| <i>l</i> | Líquido |
| <i>loss</i> | Pérdida |
| <i>loss0</i> | Pérdida sin carga |
| <i>m</i> | Motor |
| <i>mem</i> | Membrana |
| <i>n – oper</i> | No-operación |
| <i>o</i> | Exterior |
| <i>periph</i> | Periférico |
| <i>r</i> | Refrigerante |
| <i>reg</i> | Zona de regeneración |
| <i>s</i> | Isentrópico |
| <i>su</i> | Entrada |
| <i>su1</i> | Suministro tras calentamiento por pérdida electromecánica |
| <i>sw</i> | Barrido |
| <i>v</i> | Volumen |
| <i>vcc</i> | Ciclo de compresión a vapor |
| <i>vp</i> | Bomba de vacío |
| <i>w</i> | Agua |
| <i>wb</i> | Bulbo húmedo |
| <i>wet</i> | Mojado |

Símbolos griegos

| | |
|---------------|---|
| α | Factor para las pérdidas electromecánicas |
| Δ | Delta, diferencia |
| ε | Eficacia |
| η | Eficiencia |
| λ | Factor de potencia |
| ρ | Densidad, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ |
| ϕ | Factor de flujo |
| ψ | Factor de presión |
| ω | Velocidad angular, $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ |

CAPÍTULO 1

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Estado del arte

Acorde al reporte de las Naciones Unidas sobre el Desarrollo de los Recursos Hídricos en el Mundo 2022 [1], más de 4 billones de personas no tienen acceso a agua potable en al menos un mes al año. Este nivel de escasez aumentará aún más en las próximas décadas, ya que se prevé que el consumo mundial de agua aumente en un 1% al año [2]. En consecuencia, se estima que en el año 2050 más de la mitad de la población mundial se enfrentará a un grave estrés hídrico [3]. Este sombrío panorama ha llevado a la comunidad científica a buscar fuentes alternativas de producción de agua potable.

Se prevé que la desalinización se convierta en la principal tecnología de producción de agua potable en el futuro [4], ya que pueden procesar grandes volúmenes de agua potable. A pesar de esta oportunidad, la necesidad de una fuente de agua salada hace inviable la implantación de sistemas de desalinización en zonas no costeras [5]. Además, los sistemas basados en membranas requieren altas presiones, mientras que la destilación requiere agua en ebullición. En consecuencia, estos procesos requieren grandes cantidades de energía, que históricamente se ha suministrado principalmente mediante la combustión de combustibles fósiles [6], responsables del actual problema de cambio climático [7]. Por otro lado, se sabe que los subproductos de la desalinización, como la salmuera, dañan la flora y la fauna cercanas a las plantas desalinizadoras [8]. Teniendo en cuenta estos inconvenientes y la necesidad cada vez mayor de agua potable, está claro que hay que desarrollar tecnologías alternativas.

El agua atmosférica es una fuente de agua dulce renovable, poco contaminada y prácticamente disponible en todas partes. Los métodos de recolección de agua atmosférica (AWH) pueden clasificarse en cuatro grupos: refrigeración pasiva, refrigeración activa, concentración de vapor y sistemas híbridos/integrados [9]. El método de refrigeración pasiva se basa en la deposición de gotas de agua por medios mecánicos. Estos sistemas no requieren una fuente de energía externa para su funcionamiento; sin embargo, la cantidad de agua que pueden recoger depende del área cubierta. Por ende, la generación de agua mediante el empleo de estos métodos es un proceso lento [9]. En consecuencia, se requieren grandes sistemas para producir agua suficiente para el consumo humano diario. Además, estos sistemas requieren condiciones atmosféricas en las que se forme rocío o niebla.

En los métodos de refrigeración activa, el aire se enfría por debajo de su temperatura de punto de rocío, mediante un ciclo convencional de compresión a vapor (VCC) o mediante refrigeración termoeléctrica [9]. En los sistemas basados en VCC, el aire húmedo circula a través de un evaporador, donde se enfría por debajo de su punto de rocío, generando agua condensada. Zolfagharkani et al. [10] realizaron un modelo numérico para un sistema basado en un VCC de tamaño residencial para la región costera de Irán. En sus simulaciones estima una tasa de recolección de agua (WHR) de 22 a 26 L·día⁻¹ con un consumo específico de energía (SEC) de 0.22 a 0.3 kWh·L⁻¹ para la configuración estudiada. El WHR estimado sugiere que los sistemas basados en un VCC podrían emplearse para producir agua potable en climas cálidos y húmedos. Esto coincide con la evaluación de Patel et al. [11], quienes determinaron que las condiciones ambientales óptimas para un sistema basado en un VCC son temperaturas y humedades relativas (HR) superiores a 35°C y 95%. Tales condiciones climáticas sólo se obtienen en zonas de clima tropical, donde las fuentes de agua dulce suelen ser abundantes. El problema de los sistemas

basados en un VCC suele estar relacionado con la baja eficiencia de la recolección de agua en climas secos [12]. Estos bajos valores en la eficiencia se asocian a las grandes cantidades de calor sensible que debe gestionar el evaporador antes que comience la condensación del agua. Siguiendo esta idea, una alternativa para aumentar el rendimiento de los sistemas VCC es pre-enfriar el aire [13], [14]. Esta alternativa está respaldada por el estudio de Ibrahim et al. [13]. En su estudio experimental, demostraron que el pre-enfriamiento del aire permite reducir el consumo de energía del compresor en un 6.1%. Además, Talib et al. [14] evaluaron experimentalmente un sistema VCC basado en un compresor alternativo en Al-Hera, Irak (33°C y $\text{HR} = 24\%$), el WHR para el sistema propuesto fue de $7.9 \text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$ con un SEC de $1.761 \text{ kWh}\cdot\text{L}^{-1}$. Además, demostraron que este valor puede mejorarse pre-enfriando el aire, obteniendo valores de WHR y SEC de $13.1 \text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$ y $1.068 \text{ kWh}\cdot\text{L}^{-1}$, respectivamente. Los sistemas basados en tecnologías de VCC están restringidos a condiciones climáticas ligadas a temperaturas de punto de rocío superiores a 4°C . Esta restricción es empleada por diferentes equipos comerciales y de deshumidificación [12], ya que garantiza la no-aparición de *frosting* sobre el evaporador.

En los métodos de concentración de vapor, el agua se recolecta utilizando técnicas de sorción o membranas selectivas de vapor [9]. Las técnicas de sorción pueden resumirse como sigue: En primer lugar, se utiliza un material adsorbente sólido para captar el agua de la atmósfera. Una vez que el material se satura, el agua se recupera mediante un ciclo de regeneración, que generalmente implica adición de calor al material adsorbente. Esto permite aumentar el contenido específico de humedad del aire tras la regeneración. Dentro de estas tecnologías de sorción, se utilizan ruedas desecantes para transferir humedad entre dos corrientes de aire en un proceso continuo y diferenciado. En la rueda desecante se generan dos zonas variables: la zona de adsorción, donde se deshumidifica el aire, y la zona de regeneración, donde el material de adsorción se deshumidifica con aire a temperaturas que varían entre 60 y 150°C , dependiendo del material de adsorción [15]. Otra tecnología es la membrana selectiva de vapor, que utiliza un sistema de vacío para generar un diferencial de presión entre las dos caras de la membrana. Permite permeabilizar las moléculas de vapor de agua, así como otros gases no condensables. La membrana selectiva reduce el consumo de energía en más de un 50% y duplica la cantidad de agua condensada en comparación con el sistema sin membrana selectiva [16]. Sin embargo, estos sistemas tienen un bajo rendimiento con humedades relativas inferiores al 30%, lo que los hace ineficaces en climas secos [17].

Los sistemas híbridos/integrados combinan dos o más de los métodos descritos anteriormente. Dicha combinación permite aprovechar las ventajas de cada método individual, al tiempo que resuelve algunos de sus inconvenientes. Por ejemplo, Heidari et al. [18] implementaron un sistema híbrido que combinaba un VCC con una rueda desecante. Esta implementación permitió reducir el consumo de electricidad en un 60%, pero aumentó el consumo de gas combustible, para la regeneración, en un 30% en comparación con el sistema de referencia. Sin embargo, el sistema reduce las emisiones de CO_2 en un 18.71% y recolecta 289 L de agua en una semana. Además, Tu y Hwang [19] propusieron un novedoso sistema híbrido que combina ruedas desecantes en varias etapas con una bomba de calor. El sistema implementado permite recoger $32.5 \text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$ con un SEC de $0.79 \text{ kWh}\cdot\text{L}^{-1}$ a una temperatura ambiente de 40°C y una humedad relativa del 10%. Como último ejemplo, Wang et al. [20] evaluaron la integración de un sistema VCC con una membrana líquida de Filtro de Fibra de Carbono Activado (ACFF) con LiCl de sal higroscópica, el dispositivo evaluado permite recolectar $7.7 \text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$ con un consumo específico de $1.72 \text{ kWh}\cdot\text{h}^{-1}$ a una temperatura ambiente y humedad relativa de 31°C y 63% respectivamente.

En resumen, los métodos de refrigeración activa funcionan bien en condiciones climáticas húmedas. Sin embargo, su rango de operación está limitado a condiciones climáticas con temperaturas de punto de rocío del aire superiores a 4°C . Los métodos de adsorción requieren

altas temperaturas de regeneración, lo que hace que el método dependa de una fuente de calor. Además, la tasa de recolección de agua es baja. Los sistemas híbridos se desarrollaron para aumentar la eficiencia de los sistemas de refrigeración activa mediante la incorporación de ruedas desecantes o membranas selectivas. De este modo se consigue aumentar el WHR y disminuir el consumo energético del sistema.

En esta tesis se propone un sistema AWH híbrido. Este sistema se ha diseñado combinando sistemas AWH basados en un VCC, una membrana selectiva de vapor, tres ruedas desecantes y dos intercambiadores de calor aire-aire. En el sistema propuesto, la membrana y las ruedas desecantes se utilizan para aumentar la humedad del aire, los intercambiadores de calor para reducir la carga sensible en los evaporadores y el sistema VCC para condensar el agua. El sistema se evalúa realizando un análisis de la producción de agua y el consumo de energía en diferentes escenarios meteorológicos para 9 ciudades de Chile. Los resultados obtenidos se comparan con un sistema AWH simple basado en un VCC. Esto con la finalidad de plasmar el efecto de agregar diferentes equipos (ruedas desecantes, membranas e intercambiadores de calor) a un sistema VCC. Evidenciado para distintas condiciones climáticas y tipos de climas el aumento o disminución en el rendimiento del equipo en comparación a un sistema simple.

1.2 Hipótesis y objetivos

1.2.1 Hipótesis

Un ciclo a compresión a vapor, con múltiples ruedas desecantes y una membrana separativa de vapor, logra mejorar la tasa de recolección de agua (WHR), reducir el consumo de energía específico (SEC) y ampliar el rango de operación para la captación de agua atmosférica, en comparación a un ciclo a compresión a vapor solo.

1.2.2 Objetivos

1.2.2.1 Objetivo general

Evaluar mediante simulación numérica el desempeño de un sistema híbrido de recuperación de agua atmosférica para consumo humano.

1.2.2.2 Objetivos específicos

OE1: Determinar el potencial de agua en 9 ciudades de regiones (norte, centro y sur) con estrés hídrico o escasez hídrica.

OE2: Diseñar el sistema híbrido y seleccionar sus componentes.

OE3: Implementar y validar modelos de simulación de cada componente.

OE4: Simular el sistema con las condiciones atmosféricas de las ciudades consideradas y determinar indicadores de desempeño.

CAPÍTULO 2

2 METODOLOGIA

2.1 Condiciones climáticas

El rendimiento de los sistemas AWH estudiados, es evaluado en las condiciones climáticas de 9 ciudades de Chile. De las ciudades seleccionadas, 6 sufrían escasez de agua en 2021 [21]. Estas ciudades son (entre paréntesis su clasificación Köppen): Copiapó (BWks), Combarbalá (BSks), Petorca (BSks), Paine (Csb), Chimbarongo (Csb) y Puerto Aysén (Cfbs). Las otras tres ciudades fueron seleccionadas debido a que gran parte de su población no cuenta con suministro de agua potable y debe abastecerse con camiones aljibe [22]. Estas ciudades son: Hualqui (Csb), Valdivia (Cfbsi) y Puerto Montt (Cfbi). Las condiciones climáticas (HR, presión atmosférica y temperatura de bulbo seco) para todas las ciudades estudiadas se obtienen de la red agroclimática nacional [23]. Los datos se extraen de la base de datos antes mencionada para un período comprendido entre el 1 de junio de 2021 y el 31 de mayo de 2022, con una frecuencia de 1 hora.

2.2 Diseño del sistema

2.2.1 Sistema simple basado en VCC

Se simula un sistema AWH simple basado en VCC, que sirve de referencia para el sistema híbrido propuesto. En la Figura 1 se presenta un esquema del sistema VCC simulado. En este sistema, el aire ambiente circula primero por el evaporador del sistema VCC, donde se enfría por debajo de su temperatura de punto de rocío, lo que provoca la condensación del agua atmosférica. A continuación, el aire circula a través del condensador, donde el refrigerante transfiere calor al aire, siendo finalmente descargado al ambiente por un ventilador axial.

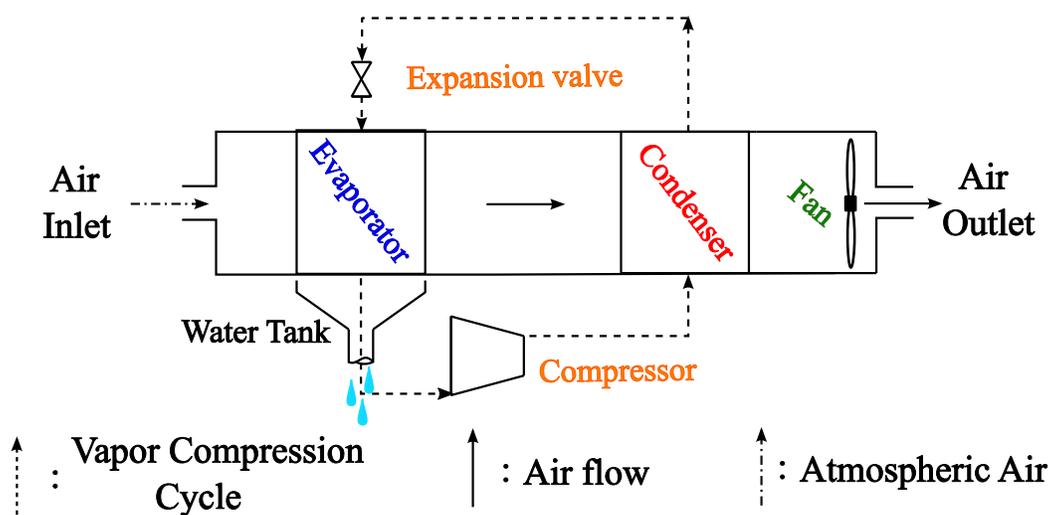


Figura 1. Configuración del sistema simple basado en VCC.

El sistema está diseñado para una producción de agua de $150 \text{ L}\cdot\text{día}^{-1}$, correspondiente al consumo mínimo de una vivienda de 3 personas [24], es decir, el hogar promedio en Chile [25]. El refrigerante considerado en este estudio es R290. Se emplea un compresor tipo scroll, por su

alta eficiencia y baja emisión de ruido [26]. Las condiciones de diseño corresponden a la presión atmosférica, humedad relativa y temperatura promedio, durante todo el periodo de tiempo considerado, de las nueve ciudades consideradas.

El funcionamiento del sistema VCC está restringido a condiciones climáticas que garanticen temperaturas del punto de rocío superiores a 4°C en el evaporador. Por consiguiente, el sistema se apagará (no producirá agua ni consumirá energía) si no se cumplen estas condiciones. Este sistema se modela a plena carga, con un caudal volumétrico de aire y una velocidad del compresor constantes.

2.2.2 Sistema híbrido

El sistema AWH híbrido integra tres ruedas desecantes, una membrana selectiva, un sistema de refrigeración activa y dos intercambiadores de calor aire-aire. En la Figura 2 se presenta un esquema de este sistema. El aire circula primero por un intercambiador de calor aire-aire, con el objetivo de precalentarlo antes de ingresar a tres pares de condensadores y ruedas desecantes. En cada condensador, el aire se calienta con uno de los dos ciclos VCC utilizados en el sistema. Las ruedas desecantes permiten aumentar el contenido de agua del aire extrayendo agua del aire ambiente. Después de la última rueda desecante, el aire se mezcla con el flujo de aire procedente de la membrana selectiva, que también aumenta el contenido de agua del aire. A continuación, el aire pasa por dos intercambiadores de calor aire-aire, que reducen su temperatura y su carga sensible. Luego, el aire circula por dos evaporadores, cada uno conectado a uno de los dos ciclos VCC utilizados en el sistema, donde se enfría y condensa el agua contenida en este. El agua condensada se separa y se acumula en un depósito. Por último, el aire residual (frío) circula por el segundo intercambiador de calor aire-aire y luego se descarga a la atmósfera.

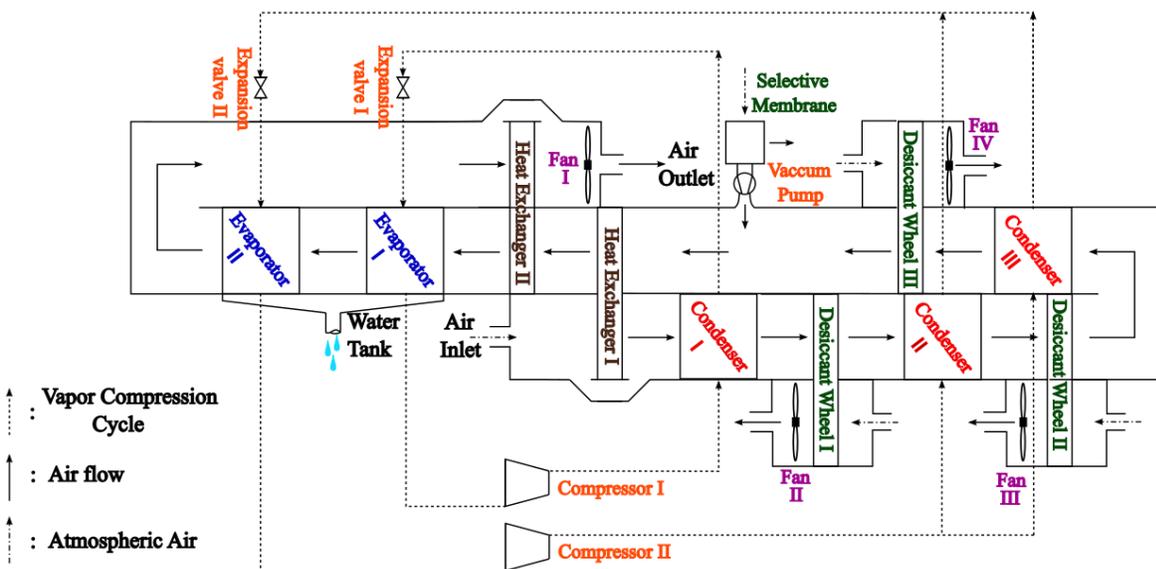


Figura 2. Configuración del sistema híbrido

Los sistemas VCC utilizan refrigerante R290. Para el diseño del sistema se consideran dos restricciones: el sistema sólo funciona cuando la temperatura del punto de rocío del aire que ingresa al evaporador II es superior o igual a 4°C (para evitar la formación de *frosting* en la superficie del evaporador), y el caudal volumétrico de aire debe ser superior al mínimo requerido por la rueda desecante. Teniendo en cuenta estas limitaciones, se evalúan diferentes

configuraciones del sistema. Bajo la condición climática de diseño, se comprobó que ubicar la membrana aguas arriba de las ruedas desecantes permite aumentar la humedad específica del aire suministrado al evaporador en un 1.5%. Además, el uso de los intercambiadores de calor aire-aire permite reducir la carga sensible del evaporador utilizado para condensar el agua atmosférica, ya que aumentan la humedad relativa del aire a la salida hasta un 75% en el primer intercambiador de calor, y al 100% en el segundo. Según los resultados, tres ruedas desecantes es un buen compromiso entre complejidad y rendimiento. Cuando se considera una cuarta rueda desecante, hay que incluir un nuevo condensador, lo que aumenta el consumo energético del sistema. Además, una cuarta rueda desecante promueve la formación de *frosting* en el evaporador. El sistema se simula a plena carga, con un caudal volumétrico de aire y una velocidad fija para los 2 compresores. En la sección A del anexo se presentan más detalles de las configuraciones evaluadas para el sistema híbrido.

2.3 Modelado de los componentes

2.3.1 Condensador

El condensador se divide en tres zonas: la zona de vapor sobrecalentado, la zona bifásica y la zona de líquido subenfriado [27]. El ingreso de los fluidos en cada zona del condensador es representado por la Figura 3. El modelo del condensador se basa en un intercambiador de calor de tubos y aletas, con una geometría de aletas que coincide con la descrita por Rich [28]. Las características geométricas necesarias para el cálculo son tabuladas en la Tabla 1. El modelo empleado desprecia el ensuciamiento de los tubos y la caída de presión a la entrada y salida del colector de refrigerante.



Figura 3. Modelo de tres zonas del condensador [27]

Tabla 1. Propiedades geométricas de las aletas empleadas por Rich [28]

| x_a [mm] | x_b [mm] | δ [mm] | D_{ext} [mm] | D_h [mm] | σ | α [m^{-1}] | A_{fin}/A |
|------------|------------|---------------|----------------|------------|----------|-----------------------|-------------|
| 31.8 | 27.5 | 0.1524 | 13.335 | 3.99 | 0.555 | 557.743 | 0.919 |

Los balances de energía del lado refrigerante y aire se presentan en las ecuaciones 1 y 2. La ecuación de transferencia de calor corresponde a la ecuación 3.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r \cdot (h_{r,su,cd} - h_{r,ex,cd}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_a \cdot (h_{a,ex,cd} - h_{a,su,cd}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \varepsilon_{cd} \cdot \dot{C}_{min} \cdot (t_{r,su,cd} - t_{a,su,cd}) \quad (3)$$

El rendimiento de aleta es calculado con las ecuaciones 4 a 11, considerando aletas de aluminio con una conductividad de $k = 172.95 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$.

$$M = Dim_2 = \frac{\left(\left(\frac{x_a}{2}\right)^2 + x_b^2\right)^{1/2}}{2} \quad (4)$$

$$L = Dim_1 = \frac{x_a}{2} \quad (5)$$

$$\psi = \frac{M}{r_{ext}}, \beta = \frac{L}{M} \quad (6)$$

$$\frac{Re}{r_{ext}} = 1.28 \cdot \psi \cdot (\beta - 0.3)^{1/2} \quad (7)$$

$$\phi = \left(\frac{Re}{r_{ext}} - 1\right) \cdot \left(1 + 0.35 \cdot \ln\left(\frac{Re}{r_{ext}}\right)\right) \quad (8)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{ev,o}}{k_f \cdot \delta_f}} \quad (9)$$

$$\eta = \frac{\tanh(m) \cdot r_{ext} \cdot \phi}{m \cdot r_{ext} \cdot \phi} \quad (10)$$

$$\eta_f = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - \eta) \quad (11)$$

Finalmente, el coeficiente global de transferencia de calor se determina con la ecuación 12 y se estima en base a los cálculos de los coeficientes convectivos de transferencia de calor (ver sección 2.3.8) y las áreas respectivas. Si $A_{cd} = A_o$ la expresión se convierte en la ecuación 13.

$$\frac{1}{U_{cd} \cdot A_{cd}} = \frac{1}{h_{a,o} \cdot A_o \cdot \eta_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{in}}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_{r,i} \cdot A_i} \quad (12)$$

$$\frac{1}{U_{cd}} = \frac{1}{h_{a,o} \cdot \eta_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{in}}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L/A_o} + \frac{1}{h_{r,i} \cdot A_i/A_o} \quad (13)$$

Con los datos del área del intercambiador de calor y el coeficiente global de transferencia de calor, se calcula el número de unidades de transferencia de calor, mediante la ecuación 14.

$$NTU = \frac{A_o \cdot U_o}{\dot{C}_{min}} \quad (14)$$

En el cálculo de la eficacia del intercambiador de calor, se emplean las correlaciones presentadas en McQuiston et al. [26]. En las zonas sobrecalentada y subenfriada se ocupa la ecuación 15, y en la zona bifásica se emplea la ecuación 16.

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-NTU \cdot (1 - C_r))}}{1 - C_r \cdot e^{(-NTU \cdot (1 - C_r))}} \quad (15)$$

$$\varepsilon_{tp,cd} = 1 - e^{(-NTU \cdot)} \quad (16)$$

El modelo es validado con los datos suministrados por el fabricante del condensador Lu-Ve, determinados según la Norma BS-EN-327 [29]. El modelo predice la potencia del condensador y la temperatura de salida del aire con un error máximo de $\pm 5\%$ y $\pm 0.5^\circ\text{C}$, respectivamente. En la Figura 4 se presenta la predicción de la potencia del condensador versus lo reportado por el fabricante para los modelos LMC3N 1510, 1511, 1520, 1531 y 1541.

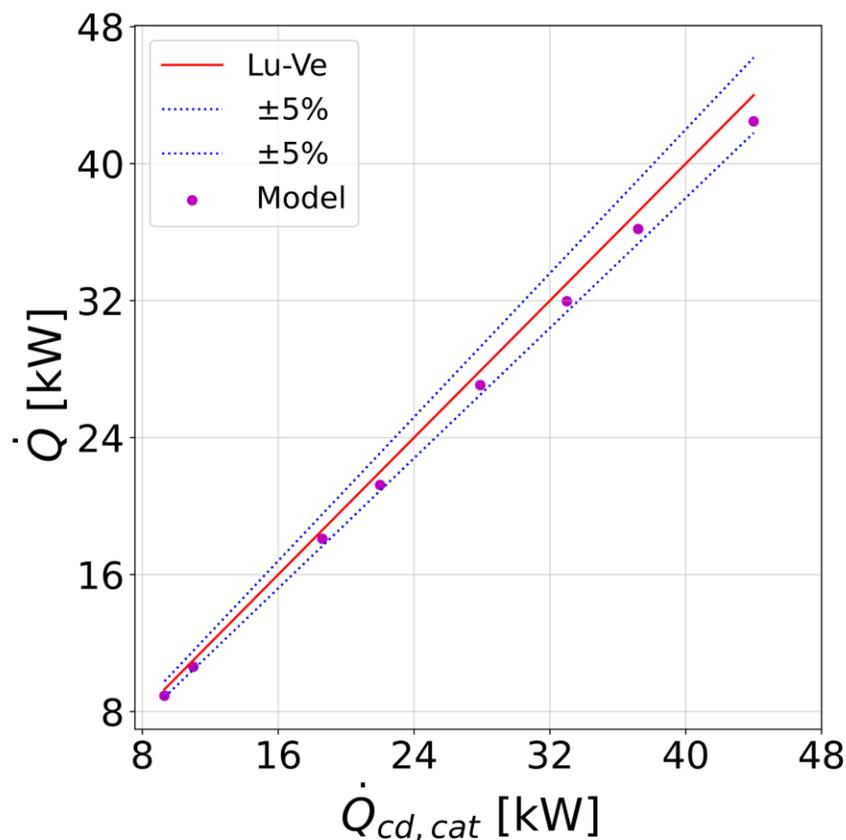


Figura 4. Predicción de la potencia del condensador en comparación al fabricante Lu-Ve

2.3.2 Compresor

El modelo del compresor scroll sigue la metodología sugerida por la ASHRAE Toolkit [30] para un compresor *twin-screw*. Este modelo considera un calentamiento del refrigerante a la entrada del compresor debido a las pérdidas electromecánicas, una compresión isocórica, isentrópica adiabática y desprecia las fugas internas [26]. En la Figura 5 se presenta el esquema del paso del refrigerante por el compresor.

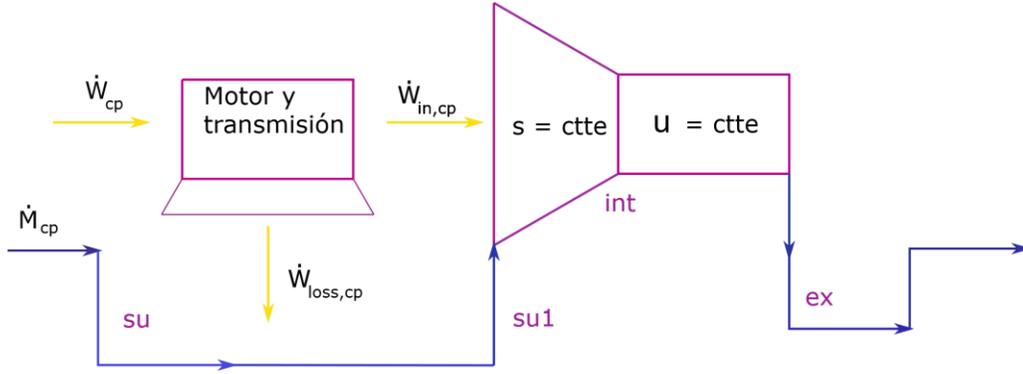


Figura 5. Modelo del compresor scroll

El modelo considera un calentamiento del refrigerante a la entrada del compresor (\dot{Q}_{su}) debido a las pérdidas electromecánicas (\dot{W}_{loss}), que se determinan con la ecuación 17. En esta modelación, se supone que el refrigerante se calienta por las pérdidas electromecánicas, por lo que $\dot{Q}_{su} = \dot{W}_{loss,cp}$.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{M}_r \cdot (h_{r,su1} - h_{r,su}) \quad (17)$$

Las pérdidas electromecánicas se modelan con la ecuación 18, donde T_{loss0} es el torque resistente del compresor sin carga y α es un factor utilizado para determinar las pérdidas electromecánicas variables en función de la potencia interna del compresor (\dot{W}_{in}).

$$\dot{W}_{loss,cp} = T_{loss0} \cdot \omega + \alpha \cdot \dot{W}_{in,cp} \quad (18)$$

La compresión interna se divide en una compresión adiabática reversible (isentrópica) y una compresión adiabática isocórica, según la ecuación 19.

$$\dot{W}_{in,cp} = \dot{M}_{r,cp} \cdot (h_{r,int,cp} - h_{r,su1,cp}) + \dot{M}_{r,cp} \cdot v_{int,cp} \cdot (P_{r,ex,cp} - P_{r,int,cp}) \quad (19)$$

Las condiciones intermedias se determinan con la razón de volumen interno del compresor y el volumen específico suplido a la cámara de compresión, acorde a la ecuación 20.

$$r_{v,int,cp} = \frac{v_{r,su1,cp}}{v_{r,int,cp}} \quad (20)$$

La potencia del compresor se obtiene sumando la potencia de compresión interna y las pérdidas electromecánicas. Esto permite determinar la temperatura de descarga del compresor.

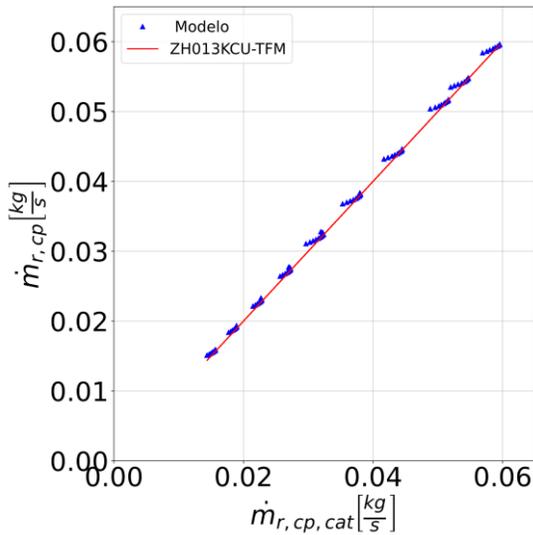
Los parámetros del modelo del compresor se identifican a partir del compresor modelo ZH013KCU-TFM de Emerson, Copeland [31]. Este compresor está diseñado para aplicaciones de bomba de calor y se selecciona debido a las altas temperaturas del aire necesarias para la regeneración de la rueda desecante en el sistema híbrido. La identificación de los parámetros se realiza minimizando una función de error que contiene el error de las 3 salidas del modelo: flujo másico de refrigerante, potencia del compresor y temperatura de salida del refrigerante. Esta identificación se desarrolla utilizando la Programación Secuencial por Mínimos Cuadrados

(SLSQP) disponible en la librería Scipy [32]. Los parámetros identificados del modelo son representados en la Tabla 2.

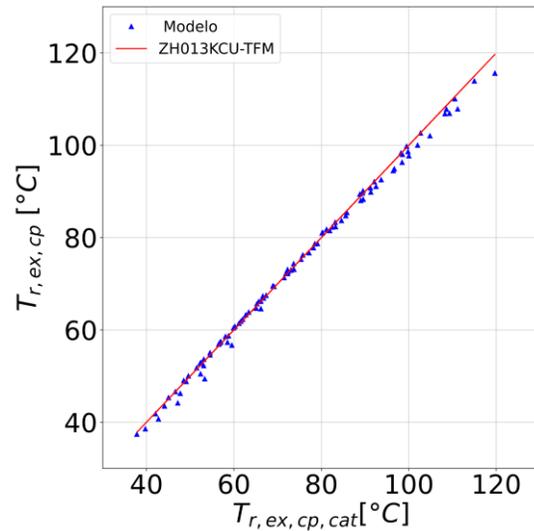
Tabla 2. Parámetros identificados del modelo

| α_{cp} | $T_{loos0,cp}$ | $r_{v,in,cp}$ | $V_{s,cp}$ |
|---------------|----------------|---------------|------------|
| 0.225 | 0.878 | 3.214 | 9.8e-05 |

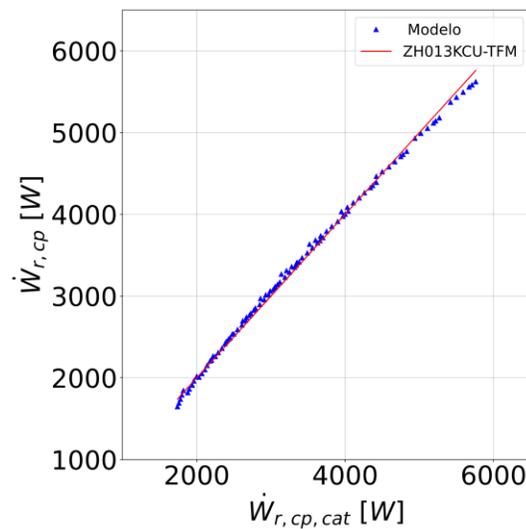
La predicción del flujo másico, la potencia del compresor y la temperatura del refrigerante a la salida del compresor es presentada en la Figura 6. Acá se puede evidenciar la correcta predicción del modelo en base a lo entregado por el fabricante.



a) Predicción del flujo másico



a) Predicción de la T_{ex} del refrigerante



c) Predicción de la potencia del compresor

Figura 6. Predicción entre las principales salidas del modelo y datos del fabricante

2.3.3 Evaporador

El evaporador se modela de forma similar al condensador, considerando un intercambiador de calor de tubos y aletas, pero en este caso debe considerarse un modelo combinado de transferencia de calor y masa para el lado del aire. El modelo utilizado en este estudio es el presentado por Ding et al. [33], quienes consideraron un régimen totalmente seco o totalmente húmedo del lado del aire. Adicionalmente, para la modelación se consideran las aletas presentadas por Rich [28].

En el régimen totalmente seco, el evaporador se discretiza en dos zonas: una zona bifásica y una zona sobrecalentada. Las ecuaciones utilizadas para modelar los procesos físicos en cada zona son las mismas que las presentadas para el modelo del condensador. El esquema de esta modelación es representado en la Figura 7.

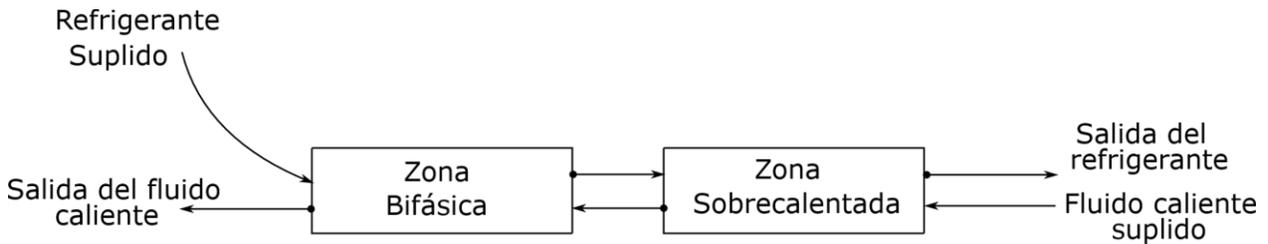


Figura 7. Modelo del evaporador en régimen totalmente seco.

En el régimen totalmente húmedo, se emplea un fluido ficticio para representar el aire, este fluido representa los efectos de la condensación del agua. El balance energético del lado del aire se presenta en la ecuación 21.

$$\dot{Q}_{ev,wet} = \dot{M}_a \cdot (h_{a,su} - h_{a,ex}) - \dot{M}_a \cdot (W_{a,su} - W_{a,ex}) \cdot c_{p,w} \cdot t_w \quad (21)$$

Con una muy buena aproximación, el flujo de calor del lado del aire puede determinarse en función de la temperatura de bulbo húmedo, según la ecuación 22.

$$\dot{Q}_{ev,wet} = \dot{M}_a \cdot c_{p,fa} \cdot (t_{wb,su} - t_{wb,ex}) \quad (22)$$

La transferencia de calor fluido a fluido se determina con la Ecuación 23 con el método epsilon-NTU, donde el flujo capacitivo mínimo (\dot{C}_{min}) corresponde al flujo capacitivo del fluido ficticio.

$$\dot{Q}_{ev,wet} = \varepsilon \cdot \dot{C}_{min} \cdot (t_{wb,su} - t_{r,su}) \quad (23)$$

El coeficiente global de transferencia de calor del evaporador ($UA_{ev,wet}$) en régimen húmedo se determina mediante la ecuación 29. En esta ecuación, la resistencia térmica del lado del aire se corrige mediante la relación de calor específico para tener en cuenta los fenómenos de transferencia de calor y masa [34].

$$\frac{1}{UA_{ev,wet}} = \frac{1}{h_{cv,a} \cdot \frac{c_{p,fa}}{c_{p,a}} \cdot A_{a,ev}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{in}}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L/A_{a,ev}} + \frac{1}{h_{cv,r} \cdot A_{r,ev}} \quad (29)$$

Las condiciones del aire de salida del evaporador se determinan aplicando la hipótesis presentada en el Handbook de la ASHRAE [35], que supone que la superficie del evaporador tiene una temperatura constante y una capacidad calorífica infinita, donde el aire en contacto con esta superficie está saturado (HR = 100%). De este nuevo conjunto de ecuaciones, se despeja la humedad específica del aire a la salida del evaporador. Estas son las ecuaciones 30, 31, 32 y 33. Las condiciones de contacto son determinadas a la temperatura de contacto y una humedad relativa del 100%. Con esto se calculan las expresiones para $h_{c,ev,wet}$ y $W_{c,ev,wet}$.

$$h_{a,su,ev} - h_{a,ex,ev,wet} = \varepsilon_{c,ev,wet} \cdot (h_{a,su,ev} - h_{c,ev,wet}) \quad (30)$$

$$W_{a,su,ev} - W_{a,ex,ev,wet} = \varepsilon_{c,ev,wet} \cdot (W_{a,su,ev} - W_{c,ev,wet}) \quad (31)$$

$$\varepsilon_{c,ev,wet} = 1 - e^{(-NTU_{c,ev,wet})} \quad (32)$$

$$NTU_{c,ev,wet} = \frac{1}{R_{a,ev} \cdot \dot{C}_{a,ev}} \quad (33)$$

Por último, el régimen en el que trabaja el evaporador se determina mediante la ecuación 34. Esta hipótesis genera un error inferior al 5% [36].

$$\dot{Q}_{ev} = MAX(\dot{Q}_{ev,dry}, \dot{Q}_{ev,wet}) \quad (34)$$

El modelo del evaporador se valida con los datos del catálogo presentado por el fabricante McQuay, determinados según la norma AHRI-410 [37]. El modelo desarrollado presenta un error inferior al $\pm 6\%$ para el caudal de agua condensada, $\pm 2.5\%$ para la potencia del evaporador y $\pm 0.5^\circ\text{C}$ para la temperatura de salida del aire. En la Figura 8, se presenta la predicción de la cantidad de agua condensado por el modelo en contraste a la reportada por el fabricante.

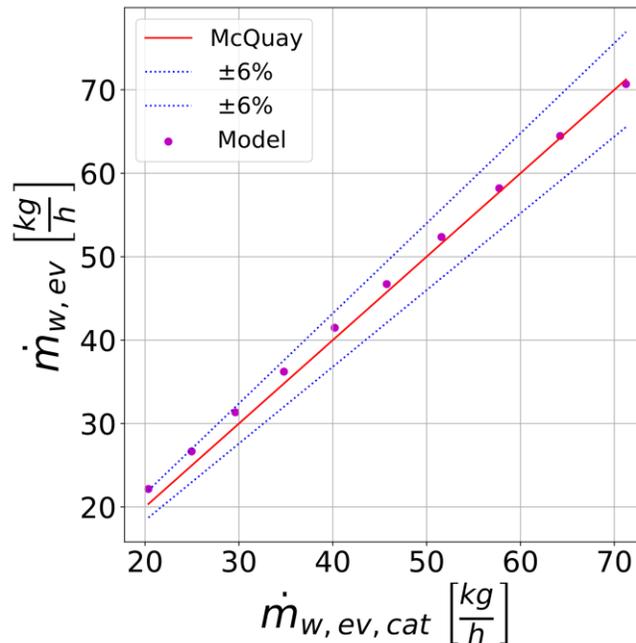


Figura 8. Predicción de la cantidad de agua condensada

2.3.4 Rueda desecante

La rueda desecante se modela utilizando la formulación presentada en el Handbook de la ASHRAE [35]. En esta, se utiliza una variable x que representa la propiedad a evaluar, que puede ser la temperatura o la entalpía. Las ecuaciones 35 y 36 se utilizan para determinar la eficiencia de las zonas de adsorción y regeneración respectivamente.

$$\varepsilon_{x,ads} = \frac{\dot{m}_{a,ads,dw}}{\dot{m}_{a,min}} \cdot \frac{(x_{a,ex,ads,dw} - x_{a,su,ads,dw})}{(x_{a,su,reg,dw} - x_{a,su,ads,dw})} \quad (35)$$

$$\varepsilon_{x,reg} = \frac{\dot{m}_{a,reg,dw}}{\dot{m}_{a,min}} \cdot \frac{(x_{a,su,reg,dw} - x_{a,ex,reg,dw})}{(x_{a,su,reg,dw} - x_{a,su,ads,dw})} \quad (36)$$

Las condiciones del aire a la salida de la zona de regeneración se determinan acorde a la ecuación 37 y 38 para la temperatura y la entalpía del aire a la salida, respectivamente. En la zona de adsorción, las condiciones del aire a la salida se pueden calcular de igual manera, cambiando las eficacias $\varepsilon_{x,reg}$ por las $\varepsilon_{x,ads}$, y cambiándole el signo.

$$t_{a,ex,reg} = t_{a,su,reg} - \varepsilon_{t,reg} \cdot \frac{\dot{M}_{a,min}}{\dot{M}_{a,reg}} \cdot (t_{a,su,reg} - t_{a,su,ads}) \quad (37)$$

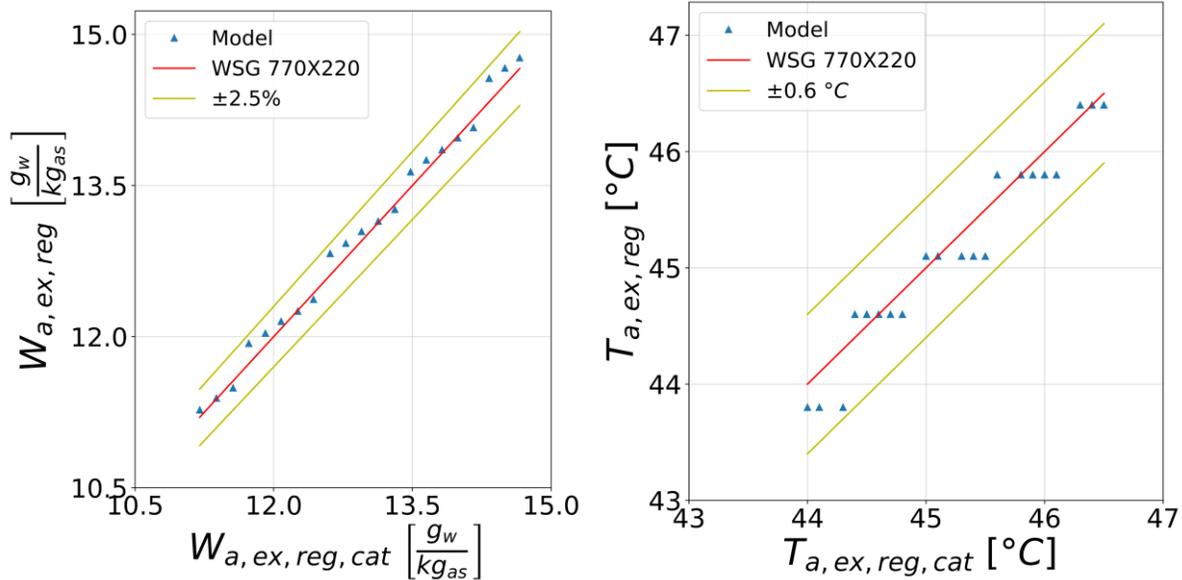
$$h_{a,ex,reg} = h_{a,su,reg} - \varepsilon_{h,reg} \cdot \frac{\dot{M}_{a,min}}{\dot{M}_{a,reg}} \cdot (h_{a,su,reg} - h_{a,su,ads}) \quad (38)$$

Los parámetros de este modelo se identifican a partir del modelo WSG 770X220 del fabricante NovelAire Technologies [38]. En la Tabla 3 se presentan los parámetros de la rueda desecante seleccionada.

Tabla 3. Geometría y parámetros de la rueda desecante WSG 770X220

| D [m] | L [m] | RPH | Razón | $\dot{W}_{mot,dw}$ [KW] |
|-------|-------|-----|-------|-------------------------|
| 0.770 | 0.22 | 24 | 50% | 0.01 |

El modelo desarrollado es capaz de predecir las temperaturas del aire de salida de las zonas de adsorción y regeneración con un error inferior a $\pm 0.6^\circ\text{C}$, la humedad específica de salida de la zona de regeneración con un error inferior a $\pm 2.5\%$ y en la salida de la zona de adsorción con un error inferior a $\pm 7.5\%$. En la Figura 9 se presenta la predicción del modelo para las condiciones del aire a la salida de la zona de regeneración versus lo reportado por el fabricante.



a) Humedad específica a la salida

b) Temperatura del aire a la salida

Figura 9. Predicción del modelo de rueda desecante para la zona de regeneración

2.3.5 Intercambiador de calor aire-aire

El intercambiador de calor aire-aire se modela utilizando las ecuaciones presentadas por Weltter [39]. El balance energético de este equipo considera únicamente la transferencia de calor sensible entre los dos flujos de aire (el aire caliente y el aire frío), la cual se evalúa a través del método ϵ -NTU. La transferencia de calor dentro de estos equipos es presentada por la Figura 10 en esta se puede ver que los fluidos no interactúan entre ellos y que es una transferencia de flujo cruzado.

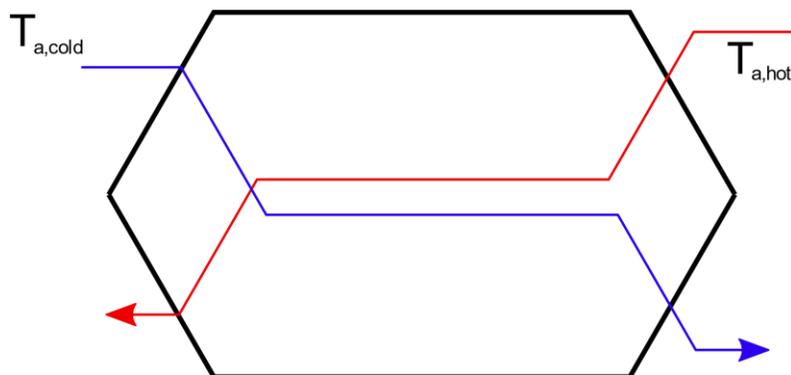


Figura 10. Esquema del intercambiador de calor (flujo cruzado)

Los balances de energía del lado del aire son representados en la ecuación 39 y 40 para el aire del lado caliente y para el aire del lado frío, respectivamente.

$$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_{a,hot} \cdot (h_{a,su,hot,HE} - h_{a,ex,hot,HE}) \quad (39)$$

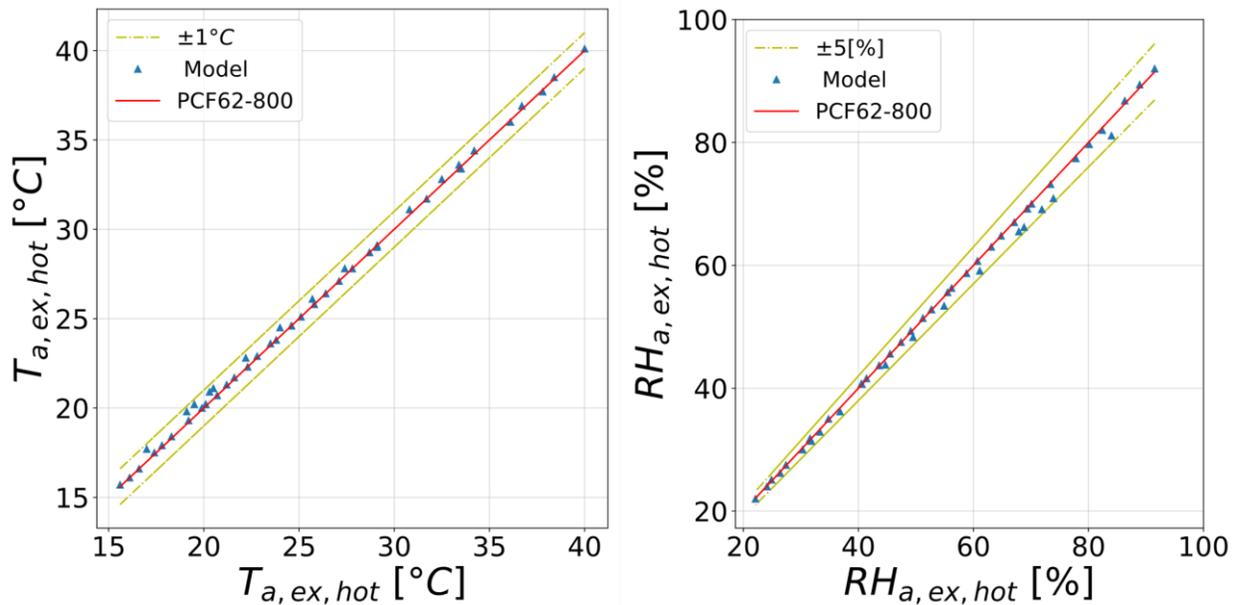
$$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_{a,cold} \cdot (h_{a,su,cold,HE} - h_{a,ex,cold,HE}) \quad (40)$$

La eficacia del intercambiador de calor se determina con la ecuación 15 para un intercambiador de calor a contraflujo [26]. El coeficiente global de transferencia de calor se determina con la ecuación 41, que desprecia la resistencia térmica de las placas. Finalmente, el cálculo del NTU para relacionar el coeficiente global de transferencia con el área del equipo es presentado en la ecuación 42.

$$UA_{HE} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cv,a,hot} \cdot A_{a,hot}} + \frac{1}{h_{cv,a,cold} \cdot A_{a,cold}}} \quad (41)$$

$$NTU_{HE} = \frac{U_{HE} A_{HE}}{\dot{C}_{min}} \quad (42)$$

Para comprobar que no se produce condensación en los intercambiadores de calor, se impone una restricción a la temperatura de salida del lado caliente, que debe ser siempre mayor o igual que la temperatura del punto de rocío. El modelo se valida con un intercambiador de calor aire-aire de contraflujo del fabricante ERI CORPORATION [40]. Se obtiene un error inferior a $\pm 1^\circ\text{C}$ para la temperatura de salida del aire e inferior a $\pm 5\%$ para la humedad relativa a la salida. En la Figura 11 se presenta las condiciones del aire a la salida del intercambiador, para el lado del fluido caliente versus lo entregado por el fabricante.



- a) Temperatura del aire a la salida del lado caliente b) Humedad relativa del aire a la salida del lado caliente

Figura 11. Validación del Intercambiador de calor aire-aire

2.3.6 Ventilador

Los ventiladores axiales se modelan con un modelo polinomial en función de los factores de presión, caudal y potencia [41], [42], [43], que se determinan con las ecuaciones 43, 44 y 45 respectivamente. Los ventiladores seleccionados corresponden a los modelos ZN035 y RG3IZ del fabricante ZIEHL-ABEGG.

$$\psi = \frac{\Delta P_{total}}{P_{dyn,periph}} \quad (43)$$

$$\phi = \frac{\dot{V}_a}{A_{fr} \cdot V_{periph}} \quad (44)$$

$$\lambda = \frac{\phi \cdot \psi}{\varepsilon_s} \quad (45)$$

En el modelo polinomial del ventilador, los factores de caudal y potencia se consideran dependientes del factor de presión, y en base a este se determinan las curvas polinomiales. En la ecuación 46 se presenta el polinomio para el factor de caudal y en la ecuación 47 el polinomio para el factor de potencia, para el ventilador ZN030.

$$\phi = 0.498 - 0.344 \cdot \psi - 0.091 \cdot \psi^2 - 0.830 \cdot \psi^3 \quad (46)$$

$$\lambda = 0.246 + 0.249 \cdot \psi - 0.178 \cdot \psi^2 + 0.051 \cdot \psi^3 \quad (47)$$

En la Figura 12 se presentan los polinomios para el factor del caudal, y para el factor de potencia. En estas imágenes se evidencia la predicción del polinomio para los puntos entregados por el fabricante. En el polinomio de predicción de caudal, la predicción para las dos velocidades de operación del ventilador es ajustadas de buena manera con un R^2 de 99.7%. Por otro lado, el ajuste para la potencia presenta un R^2 94.2%. A pesar de esto, el ventilador ZN035 funciona a una velocidad fija de 2745 rpm debido a que se considera un flujo de aire fijo. En esta velocidad la curva de potencia se ajusta en un 99.4%.

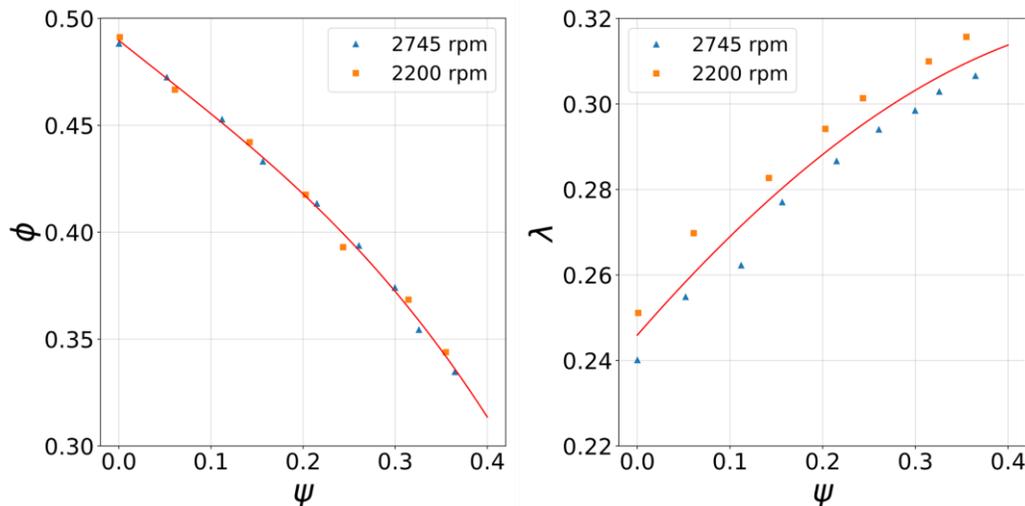


Figura 12. Factores para el modelo ZN035, ZIEHL-ABEGG

2.3.7 Membrana y Bomba de vacío

La membrana selectiva de vapor se modela con una abreviación del modelo de difusión presentado por Wijmans y Baker [43], que considera la permeabilidad de las especies debido a la fuerza impulsora generada por la diferencia de presión en ambos lados de la membrana.

Las membranas separativas corresponden a densas capas de polímeros, entre las cuales se encuentran los elastómeros termoplásticos como el Pebax [44] y el óxido de polietileno/tereftalato de polibutileno (PEO-PBT). La gran densidad de este polímero impide el ingreso de microorganismos y bacterias[16].

Otros tipos de materiales disponibles en la literatura se han implementado en combinaciones de alcohol polivinílico (PVA) con sales higroscópicas como LiCl [45] y trietileno glicol (TEG)[46], llegando a una permeabilidad de 4800 GPU. Materiales de acetato de celulosa, han alcanzado una permeabilidad de 4000 GPU y una selectividad de 11000 [47]. Acorde a lo propuesto por Fix et al.[48] ,para permear la mayor cantidad de vapor de agua se deberá maximizar la selectividad del material. Este valor tiene relación con la cantidad de aire permeado, que se cuantifica como N_2 .

Las consideraciones contempladas en la modelación corresponden a las enumeradas a continuación: No se considera la acumulación de presión parcial sobre la membrana, no se considera el desgaste de la membrana debido al uso, no se considera la concentración de polaridad del agua y no se consideran las pérdidas debido a los soportes de la membrana. Finalmente, en este estudio se considera una permeabilidad de $1.67 \times 10^{-6} \text{ mol} \cdot \text{s}^{-1} \text{Pa}^{-1} \text{m}^{-2}$, tal y como proponen Bergmaier et al. [16]. Este valor toma en cuenta los supuestos no considerados en la modelación y es inferior al valor determinado experimentalmente por Pan [49].

Los flujos molares de vapor de agua (\dot{N}_{H_2O}) y nitrógeno (\dot{N}_{N_2}) permeados por la membrana se determinan con las ecuaciones 48 y 49 respectivamente.

$$\dot{N}_{H_2O} = \dot{P}_{H_2O} \cdot A_{mem} \cdot (P_{H_2O,ext} - P_{H_2O,in}) \quad (48)$$

$$\dot{N}_{N_2} = \frac{\dot{P}_{N_2}}{\alpha_{H_2O,N_2}} \cdot A_{mem} \cdot (P_{N_2,ext} - P_{N_2,in}) \quad (49)$$

La bomba utilizada para generar la fuerza motriz en la membrana debe ser adecuada para operar gases con una alta concentración de vapor. La bomba seleccionada es una bomba de paletas modelo RE-16 del fabricante Vacuubrand, compatible con vapor y gases corrosivos.

La relación entre el flujo volumétrico suministrado y el rendimiento isentrópico frente a la presión de alimentación de la bomba presentada en el catálogo de bombas se ajustan mediante la relación logarítmica presentada en la ecuación 50. El ajuste de la curva del flujo volumétrico (\dot{V}_{vp}) presenta un R^2 de 96.86 y para el rendimiento isentrópico ($\epsilon_{s,vp}$) un valor de 99.13. Los ajustes de estas curvas son presentados en la Figura 13, donde el primer grafico corresponde al ajuste del flujo volumétrico y el segundo a la eficacia isentrópica. De estas imágenes se puede apreciar que la curva se ajusta de buena forma a los datos, con excepción de un rango de presiones (40 - 200 Pa). Dentro de este rango el error máximo que ocurre corresponde a un 5% en la predicción del flujo volumétrico barrido.

$$f(x) = a_0 + a_1 \cdot \ln(a_2 \cdot x + a_3) + a_4 \cdot \ln(a_5 \cdot x + a_6) \quad (50)$$

Así, la potencia al eje de la bomba se calcula con la ecuación 51, que toma en cuenta las ecuaciones identificadas en el catálogo.

$$\dot{W}_{vp} = \frac{\dot{V}_{vp} \cdot \Delta P}{\varepsilon_{s,vp}} \quad (51)$$

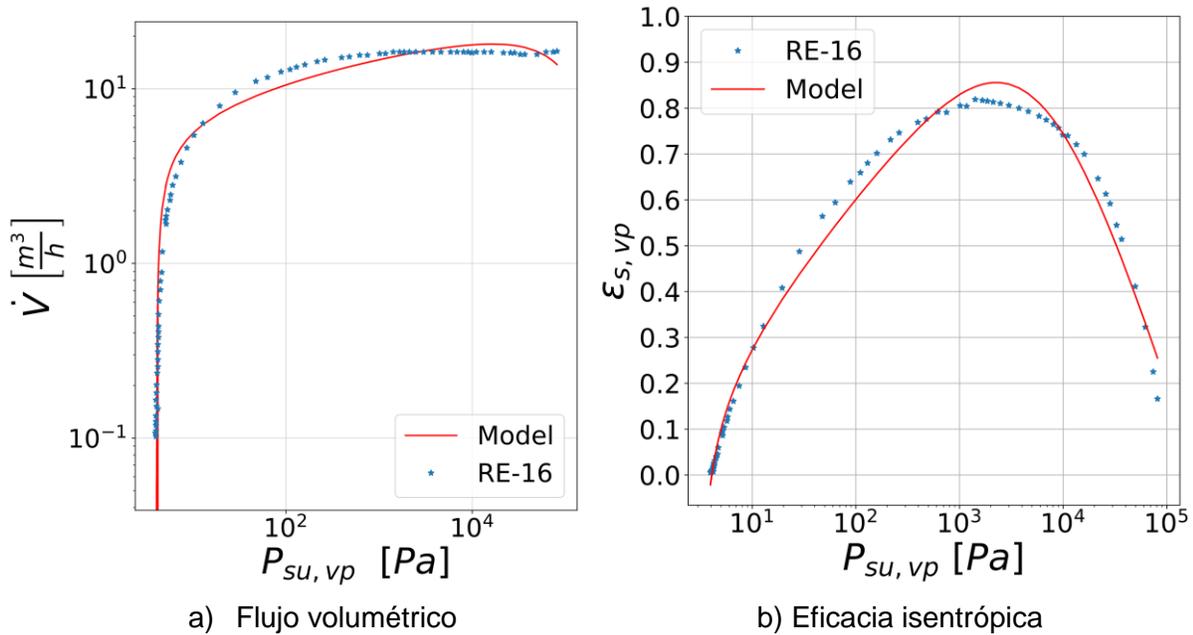


Figura 13. Predicción de la bomba de vacío

Por último, la potencia de entrada a la bomba se determina con la ecuación 52, que considera un rendimiento constante para el motor eléctrico, con un valor del 95% según la clasificación IE4 [50].

$$\dot{W}_{m, vp} = \frac{\dot{W}_{s, vp}}{\eta_{m, vp}} \quad (52)$$

2.3.8 Coeficientes convectivos de transferencia de calor y caída de presión

Los coeficientes convectivos de transferencia de calor para escurrimiento monofásico del lado del refrigerante se determinan con la correlación de Gnielinski [51], mostrada en la ecuación 53, y en escurrimiento bifásico con la correlación de Cheng y Mewes [52], mostrada en la ecuación 54.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (53)$$

$$h_{cv, tp} = h_{cv, l} \cdot \left(0.55 + \frac{2.09}{P_{crit}^{0.38}}\right) \quad (54)$$

Los coeficientes convectivos de transferencia de calor del lado del aire se determinan con la correlación presentada por McQuiston [26], la cual se basa en el factor j de Chilton Colburn,

según las ecuaciones 55 a 58. El factor j_4 corresponde a un intercambiador de calor de 4 filas, que es la base de esta correlación.

$$h_{cv,a} = \frac{j \cdot G_{max} \cdot c_p}{Pr^{2/3}} \quad (55)$$

$$\frac{j_N}{j_4} = \frac{1 - 1280 \cdot N \cdot Re^{-1.2}}{1 - 1280 \cdot 4 \cdot Re^{-1.2}} \quad (56)$$

$$j_4 = 0.2675 \cdot JP + 1.325 \cdot 10^{-6} \quad (57)$$

$$JP = Re_D^{-0.4} \cdot \left(\frac{A}{A_{fr}} \right)^{-0.15} \quad (58)$$

Las caídas de presión del lado del aire del condensador y de los evaporadores se modelan con la ecuación presentada por McQuiston [26], que utiliza la expresión presentada por Kays y London [53], según la ecuación 59.

$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2 \cdot g \cdot \rho_m \cdot \rho_1} \cdot \left[(1 + \sigma^2) \cdot \left(\frac{\rho_{su}}{\rho_{ex}} - 1 \right) + f \cdot \frac{\alpha \cdot V}{\sigma \cdot A_f} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_m} \right] \quad (59)$$

Las caídas de presión en las ruedas desecantes y en el intercambiador de calor aire-aire son extraídas desde los softwares de los fabricantes [38], [40].

2.3.9 Modelo integrado del sistema basado en un VCC simple

El modelo integrado basado en el VCC simple considera los sub-modelos del condensador, el evaporador y el compresor scroll. La Figura 14 presenta las interconexiones entre estos sub-modelos. La expansión del refrigerante en la válvula de expansión se considera isoentálpica y se supone que la válvula de expansión es capaz de mantener un sobrecalentamiento constante a la salida del evaporador.

Las ecuaciones del modelo global se resuelven numéricamente utilizando una variación del método de Broyden [54], disponible en la librería Scipy [32].

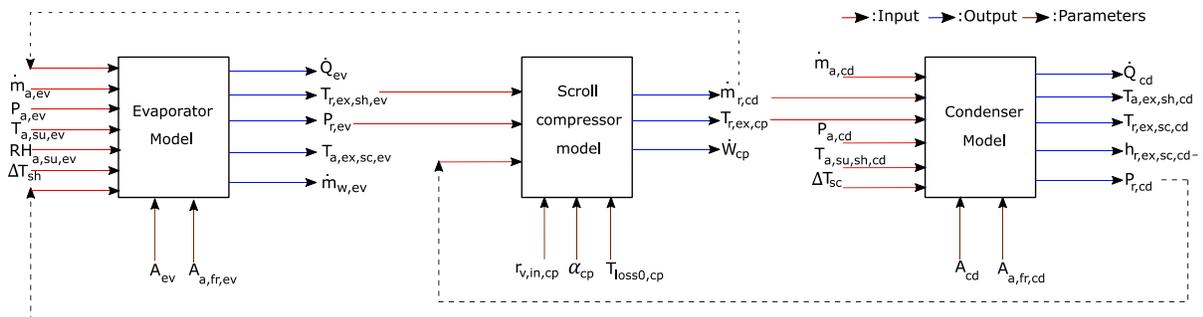


Figura 14. Modelo integrado basado en VCC simple

El tamaño de los componentes del sistema simple basado en un VCC se muestra en la Tabla 4. Estos valores se determinaron para una producción de agua de 150 L·día⁻¹.

Tabla 4. Dimensión de los componentes del sistema simple basado en VCC

| $A_{o,cd,vcc}$ [m ²] | $A_{i,cd,vcc}$ [m ²] | $A_{o,ev,vcc}$ [m ²] | $A_{i,ev,vcc}$ [m ²] | Compresor | $\dot{V}_{sw,cp}$ [m ³ ·h ⁻¹] |
|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|--------------|--|
| 18.41 | 1.5 | 24.54 | 1.99 | ZH013KCU-TFM | 17.1 |

2.3.9 Modelo integrado del sistema híbrido

En el sistema híbrido integrado, la interconexión entre los módulos es más compleja debido a la gran cantidad de equipos. Estos comparten entradas y salidas hasta encontrar un equilibrio en el sistema. El esquema del sistema es presentado en la Figura 15, en este no se presenta la totalidad de la conexión entre los módulos, se presentan las entradas, salidas y parámetros de los modelos que conforman al sistema híbrido. Este sistema se resuelve numéricamente utilizando dos esquemas numéricos del método de Broyden [54].

El tamaño de los componentes del sistema híbrido se determinó en la condición de diseño. Las dimensiones de cada componente del sistema se muestran en la Tabla 5. El condensador está dimensionado para obtener una temperatura de regeneración del aire cercana a 70 °C. Por otro lado, los evaporadores se dimensionan para obtener la mayor cantidad de agua condensada.

Tabla 5. Dimensiones de los componentes del sistema híbrido

| $A_{o,cd1,HYD}$ [m ²] | $A_{i,cd1,HYD}$ [m ²] | $A_{cd2,3,HYD}$ [m ²] | $A_{i,cd2,3,HYD}$ [m ²] | $A_{o,ev1,HYD}$ [m ²] | $A_{o,ev2,3,HYD}$ [m ²] | $A_{i,ev1,HYD}$ [m ²] |
|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--|--------------------------------------|--|--------------------------------------|
| 25.56 | 2.07 | 18.49 | 1.5 | 25.05 | 28.12 | 2.01 |

| $A_{i,ev2,3,HYD}$ [m ²] | Compresor 1 | $\dot{V}_{sw,cp1,HYD}$ [m ³ ·h ⁻¹] | Compresor 2-3 | $\dot{V}_{sw,cp2,3,HYD}$ [m ³ ·h ⁻¹] | $A_{HE,HYD}$ [m ²] |
|--|------------------|--|------------------|--|-----------------------------------|
| 2.28 | ZH013KCU- TFM | 17.1 | ZH013KCU- TFM | 17.1 | 70.9 |

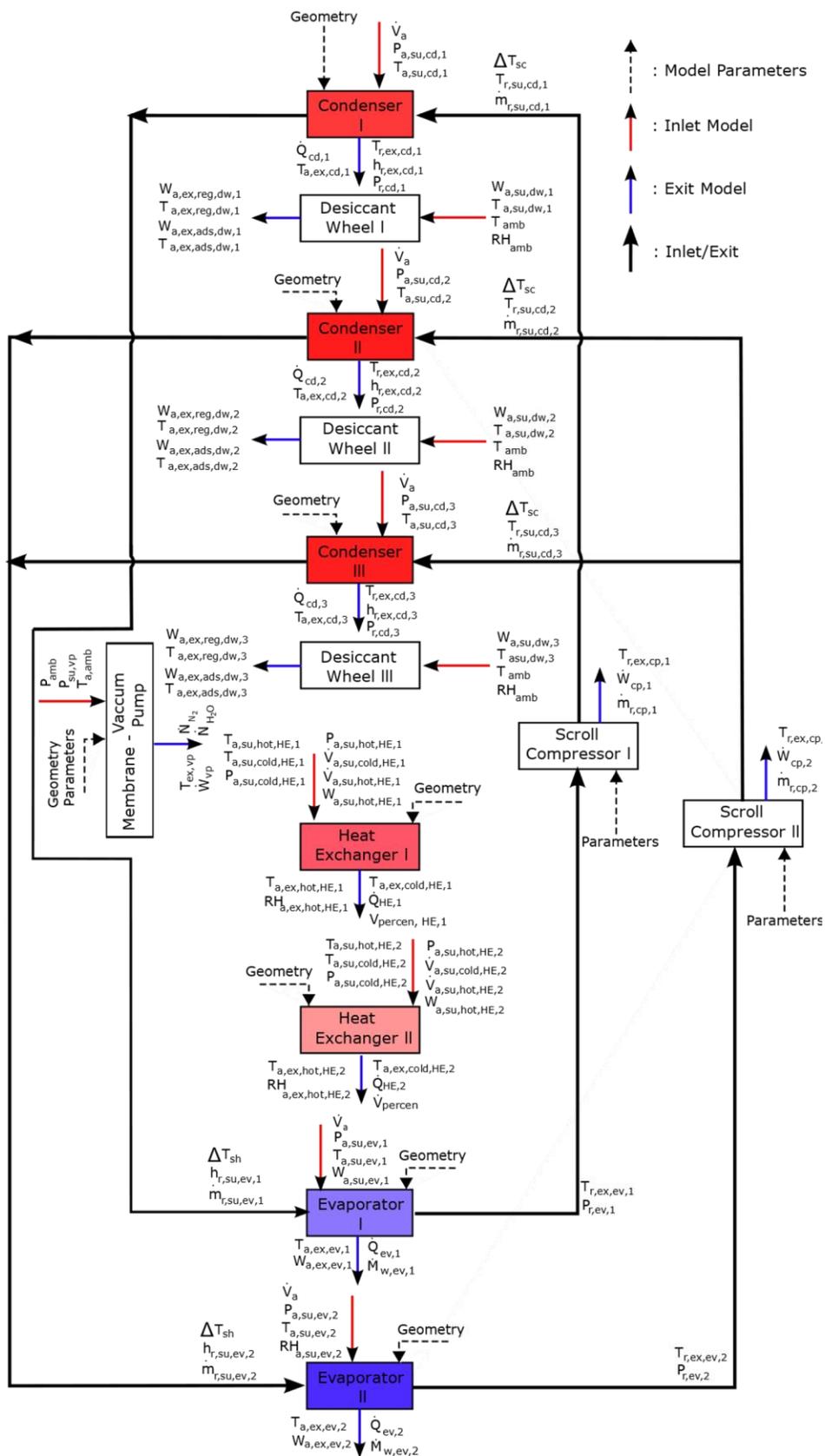


Figura 15. Integración de los modelos que conforman al sistema híbrido.

2.4 Implementación de los métodos numéricos

La implementación de los modelos numéricos para cada equipo fue desarrollada en el software de código libre Python. Las propiedades termodinámicas de los fluidos en diferentes puntos de los modelos son obtenidas desde la biblioteca CoolProp [55]. La simulación para una condición climática se realiza de la siguiente forma: primero el programa principal lee las condiciones climáticas ambientales, con estas variables calcula las propiedades de aire húmedo. Luego itera con la presión del condensador I, la presión del evaporador I, la presión del evaporador II y la presión del condensador II y III. Finalmente, realiza todos los cálculos en los módulos y compara las presiones iteradas con las obtenidas de los módulos numéricos. Cuando esta diferencia absoluta de presiones es menor a 50 Pascales, significa que el sistema encontró la solución estacionaria del sistema híbrido bajo las condiciones climáticas evaluadas.

En el sistema VCC el procedimiento es similar solo que se itera con la presión del condensador I y del evaporador I, ya que solo existe un sistema VCC. El diagrama computacional del sistema simple es presentado en la Figura 16. Acá se puede apreciar la interacción entre los respectivos módulos y como se va traspassando la información, hasta lograr un equilibrio numérico. Los nombres *Compressor scroll model*, *Three Phase Heat Exchanger* y *Two Phase Cooling Coil*, corresponde al compresor, al condensador y al evaporador, respectivamente. La variable *tol*, corresponde al residual numérico empleado en los métodos de Broyden, el cual corresponde a 50 Pa. Los diagramas de flujo computacional para el compresor, condensador y evaporador son presentados en el Anexo B.

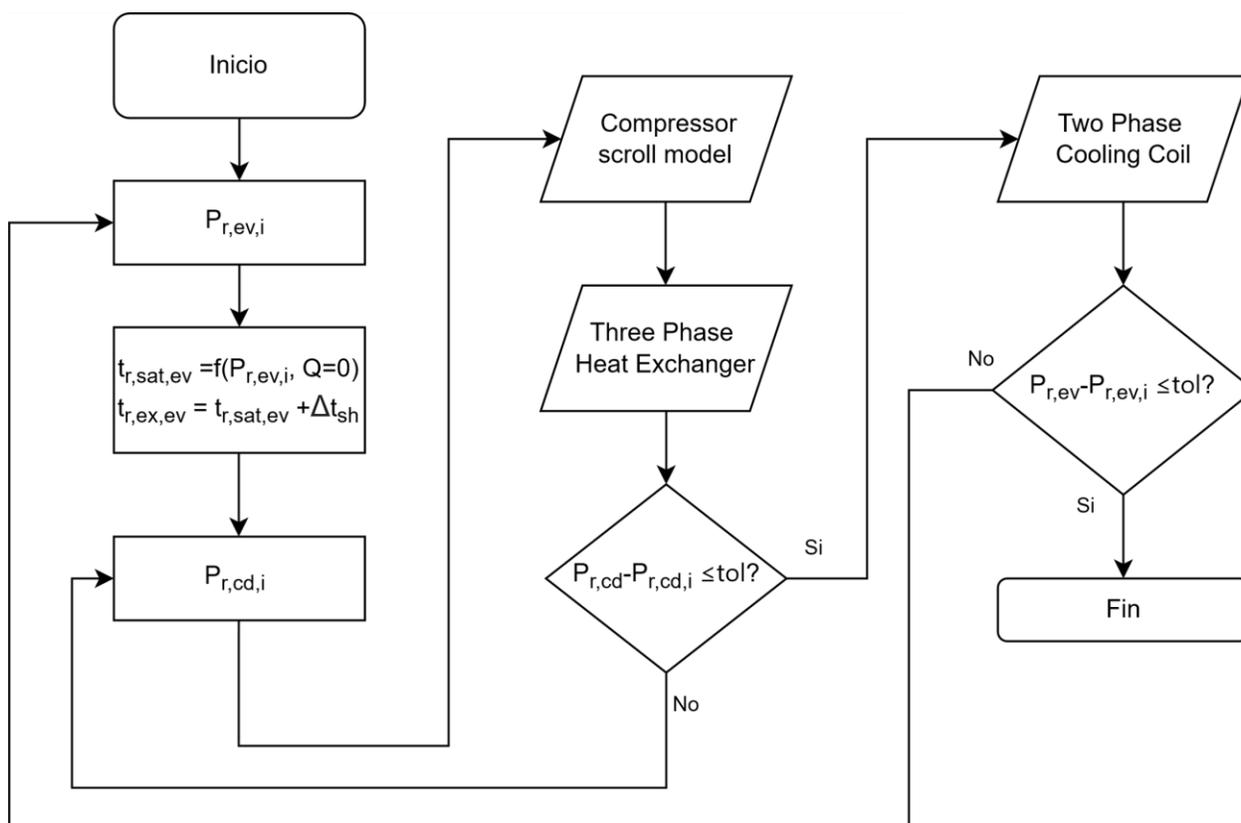


Figura 16. Diagrama de flujo computacional del sistema simple basado en un VCC

CAPÍTULO 3

3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El rendimiento de los sistemas se evalúa mediante el cálculo de la tasa de recolección de agua (WHR) y el consumo específico de energía (SEC). El SEC se determina a partir de las ecuaciones 60 y 61 para el sistema simple basado en un VCC y el sistema híbrido, respectivamente.

$$SEC_{vcc} = \frac{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{fan}}{WHR_{vcc}} \quad (60)$$

$$SEC_{hyd} = \frac{\sum \dot{W}_{cp} + \sum \dot{W}_{fan} + \sum \dot{W}_{m,dw} + \dot{W}_{m,vp}}{WHR_{hyd}} \quad (61)$$

Ambos sistemas son simulados en estado estacionario, a lo largo de un año con un paso de tiempo de 3 horas. A continuación, se presentan los resultados de la simulación para la ciudad de Combarbalá. La Figura 17 presenta los WHR y SEC obtenidos de la simulación, para el sistema simple basado en un VCC y la Figura 18 para el sistema híbrido (en la sección C del anexo se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones para las otras 8 ciudades). En estas figuras, los valores anaranjados corresponden a un valor de WHR igual a $0 \text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$, que se obtiene en condiciones climáticas en que la temperatura del punto de rocío del aire es inferior a 4°C (es decir, el sistema no está funcionando), o cuando el evaporador trabaja en régimen totalmente seco (lo que significa que el evaporador sólo retira calor sensible del aire ambiente). Según los resultados, tal condición (en la que no se produce agua) se da para un 63% de las horas totales del año para el sistema simple y un 9.4% para el sistema híbrido en esta ciudad. Por consiguiente, se espera que el sistema propuesto permita producir agua en una gama más amplia de condiciones climáticas, en comparación con un sistema simple basado en un VCC.

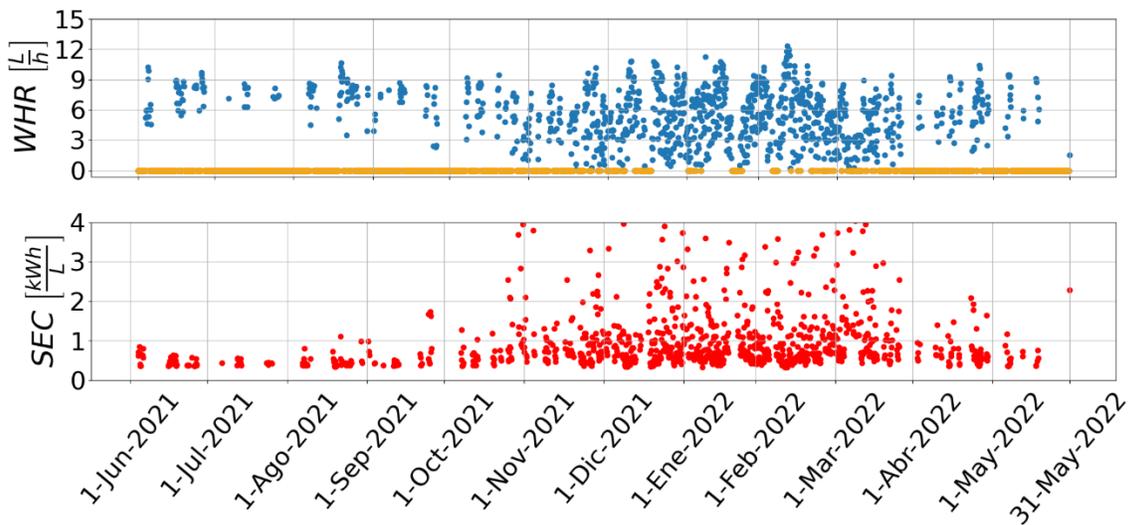


Figura 17. Simulación del sistema simple basado en VCC en la ciudad de Combarbalá.

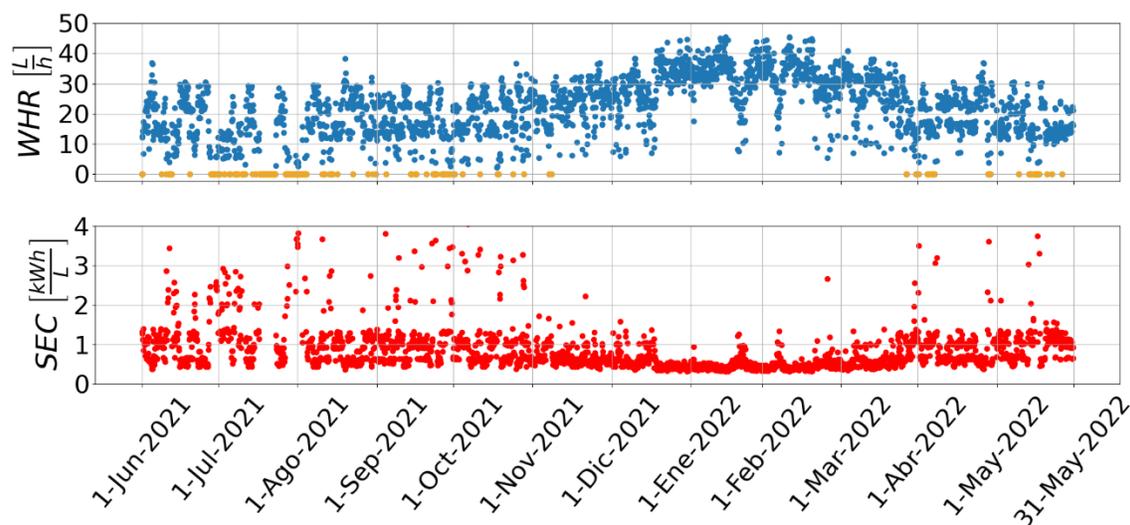


Figura 18. Simulación del sistema híbrido en la ciudad de Combarbalá.

En el sistema híbrido, el WHR aumenta claramente en verano y disminuye en invierno. Esto se debe a la mayor cantidad de humedad en el aire durante el verano. En cuanto a la eficiencia energética del sistema propuesto, el valor del SEC promedio anual del sistema híbrido es de $0.717 \pm 0.171 \text{ kWh}\cdot\text{L}^{-1}$, considerablemente inferior al SEC de $1.292 \pm 0.307 \text{ kWh}\cdot\text{L}^{-1}$ estimado para el sistema simple basado en un VCC. Estos valores, junto con el WHR medio anual y el tiempo no operativo ($T_{n\text{-oper}}$), se presentan en la Tabla 6 para todas las ciudades evaluadas. Este último término hace referencia a la cantidad de días donde un sistema AWG no puede operar debido a que las condiciones del aire a la entrada del evaporador tienen una temperatura de rocío inferior a $4 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabla 6. SEC, WHR mensuales promedios, y el $T_{n\text{-oper}}$ de los sistemas basados en un VCC simple e híbrido

| Ciudad | Sistema basado en un VCC simple | | | Sistema híbrido | | |
|-------------|---------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|
| | SEC [kWh·L ⁻¹] | WHR [L·h ⁻¹] | $T_{n\text{-oper}}$ [días] | SEC [kWh·L ⁻¹] | WHR [L·h ⁻¹] | $T_{n\text{-oper}}$ [días] |
| Copiapó | 0.544 ± 0.042 | 7.5 ± 0.9 | 16.1 | 0.413 ± 0.047 | 35.7 ± 5.1 | 0 |
| Combarbalá | 1.292 ± 0.307 | 3.3 ± 0.9 | 229.4 | 0.717 ± 0.171 | 21.0 ± 7.5 | 34.3 |
| Petorca | 0.605 ± 0.100 | 6.6 ± 1.4 | 44.4 | 0.441 ± 0.057 | 33.9 ± 5.1 | 0 |
| Paine | 0.666 ± 0.140 | 6.0 ± 1.2 | 64.8 | 0.454 ± 0.069 | 32.7 ± 5.4 | 0 |
| Chimbarongo | 0.617 ± 0.094 | 6.3 ± 0.9 | 59.8 | 0.459 ± 0.062 | 31.8 ± 4.8 | 0 |
| Hualqui | 0.585 ± 0.064 | 6.3 ± 0.9 | 56.4 | 0.463 ± 0.031 | 31.2 ± 3.0 | 0 |

| | | | | | | |
|--------------|-------------------|---------------|------|-------------------|----------------|---|
| Valdivia | 0.528 ± 0.041 | 6.9 ± 0.6 | 60.9 | 0.463 ± 0.035 | 31.2 ± 3.3 | 0 |
| Puerto Montt | 0.500 ± 0.031 | 7.2 ± 0.9 | 68.1 | 0.475 ± 0.046 | 30.0 ± 3.6 | 0 |
| Puerto Aysén | 0.504 ± 0.075 | 7.2 ± 1.2 | 65.8 | 0.469 ± 0.056 | 30.3 ± 3.9 | 0 |

Según la Tabla 6, el sistema híbrido presenta un SEC inferior en todas las ciudades, es decir, el sistema propuesto será energéticamente más eficiente que un sistema simple basado en VCC en la mayoría de las ciudades consideradas. No obstante, puede observarse que este valor disminuye a medida que aumenta la latitud. En particular, la menor diferencia entre el SEC para el sistema híbrido y el sistema simple basado en un VCC se obtiene para la ciudad de Puerto Montt. Este comportamiento se relaciona con el cambio de las condiciones climáticas que se observa a lo largo de Chile y es consistente con estudios previos [11], [13], [14]. En particular, los sistemas simples basados en un VCC presentan un mejor desempeño en climas húmedos y un menor desempeño en climas secos. Por ejemplo, Puerto Montt está ubicado en el sur de Chile con un clima Köppen Cfb (clima templado húmedo). En cambio, Combarbalá, que presentó la mayor diferencia entre SEC, está en el norte de Chile y tiene un clima Köppen Bwk (clima desértico frío). En otras palabras, aunque se espera que el sistema propuesto sea energéticamente más eficiente que uno simple basado en un VCC, dicha reducción de energía dependerá en gran medida de sus condiciones climáticas. En cuanto al WHR, el sistema propuesto permite producir entre 4 y 6 veces más agua que el sistema simple basado en un VCC. El aumento del WHR está relacionado con el aumento de la cantidad de agua presente en el aire debido a las ruedas desecantes y membrana, y con el mayor rango de operación del sistema híbrido, que es prácticamente todo el año en la mayoría de las ciudades evaluadas.

La Figura 19 presenta el SEC promedio anual clasificado según el tipo de clima y la ubicación de las nueve ciudades evaluadas. Es evidente la mejora del sistema híbrido para todos los tipos de clima en las ciudades del norte, centro y sur. Aunque, para los climas de las ciudades del sur, la diferencia favorable en el consumo de energía disminuye.

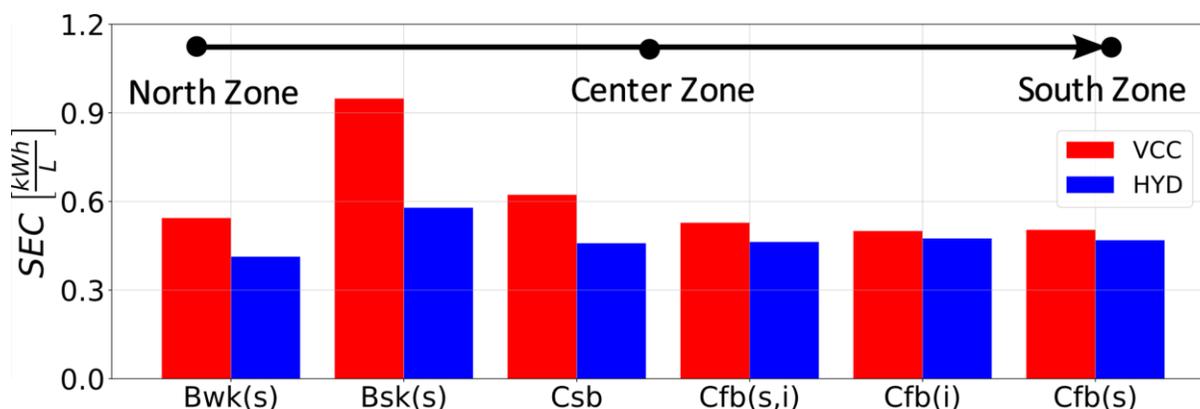


Figura 19. Comparación de la SEC anual según el tipo de clima y la ubicación

Esta diferencia en las ciudades del sur ocurre debido a que las condiciones climáticas son favorables para el sistema VCC, haciendo que en los climas Cfb(s,i), Cfb(i) y Cfb(s) la diferencia entre los valores del SEC disminuya; sin embargo, el sistema híbrido sigue siendo mejor. La ventaja más notoria y más importante se encuentra en los T_{n-oper} , ya que para los climas Cfb(s,i), Cfb(i) y Cfb(s) el sistema VCC no puede generar agua en 61, 68 y 66 días respectivamente,

debido a que la temperatura del punto de rocío del aire es inferior a 4°C. Por el contrario, el sistema híbrido funciona todos los días del año en estos climas. En el norte y centro de Chile, el sistema híbrido tiene un consumo de energía significativamente menor en comparación con el sistema VCC. Esto se atribuye al uso de ruedas desecantes y membrana selectiva de vapor, lo que aumenta la cantidad de humedad en el flujo de aire.

Para una mayor confirmación sobre la eficiencia energética del sistema propuesto, en la Figura 20 se presenta el porcentaje de mejora, en comparación con el sistema simple basado en un VCC clasificado por ciudades y estaciones. Se observa la tendencia antes mencionada de reducción en la mejora del SEC al desplazarse a las ciudades del sur. Además, el SEC presenta un patrón estacional para la mayoría de las ciudades; la mejora se reduce considerablemente durante el otoño debido a la menor cantidad de agua en el aire ambiente. Por ejemplo, en Chimbarongo durante el otoño la humedad específica promedio (que permite cuantificar la cantidad de agua en el aire ambiente) es de $6.81 \text{ g}_w \cdot \text{kg}_{\text{as}}^{-1}$ y durante el verano de $8.34 \text{ g}_w \cdot \text{kg}_{\text{as}}^{-1}$. Este parámetro es de mucha relevancia para el funcionamiento del sistema híbrido, ya que representa la cantidad de vapor de agua que potencialmente puede ser transferido en las ruedas desecantes y en la membrana selectiva. Por esta razón, el sistema híbrido tiene un menor consumo de energía durante el verano (cuando la relación de humedad es mayor) y un mayor consumo de energía durante el otoño (cuando la relación de humedad es menor). La única excepción a esta tendencia se produce en Combarbalá, donde la mayor mejora se observa en otoño e invierno. Este comportamiento es el resultado de una temperatura del punto de rocío considerablemente más baja durante estas estaciones, lo que limita el funcionamiento del sistema simple basado en un VCC para esta ciudad. La mejora global por estación es diferente en cada zona. En general, para las nueve ciudades se obtiene una mejora del 30.3% en verano, mientras que en otoño es del 20.5%. Sin embargo, cuando este análisis se desarrolla por zonas durante el otoño, para las ciudades del norte las mejoras son del 38.7% y para las ciudades del sur del 7.5%.

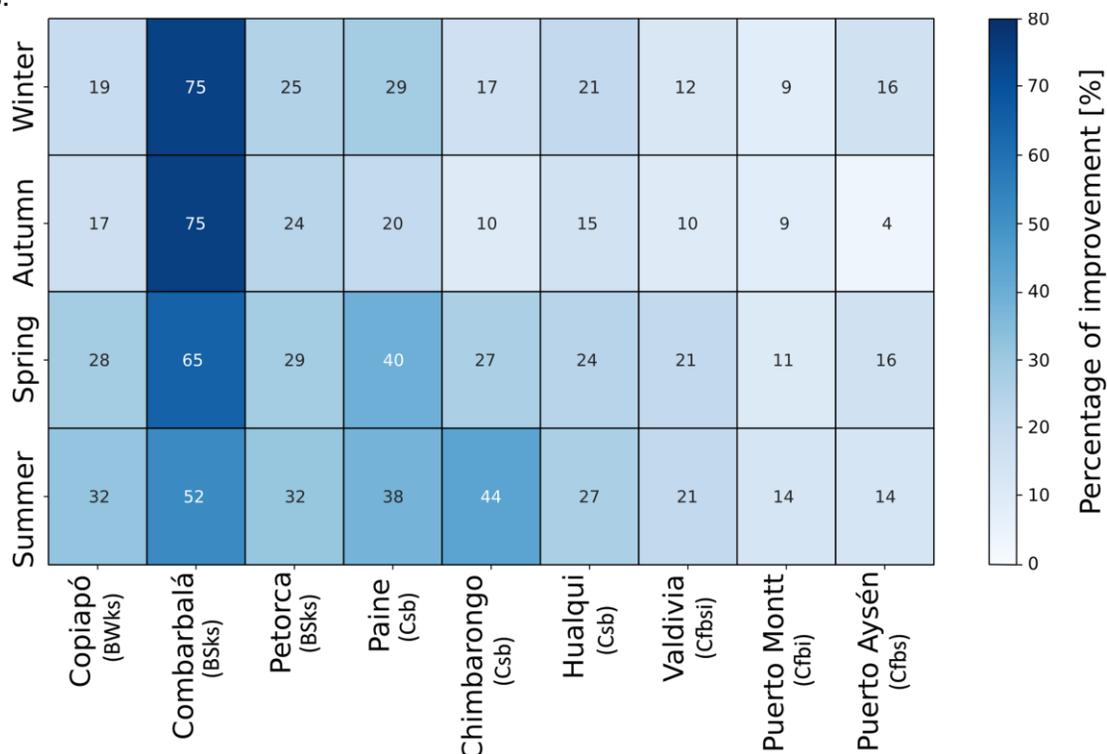


Figura 20. Mejora relativa del SEC del sistema híbrido con respecto al sistema simple basado en un VCC (las ciudades están ordenadas de norte a sur).

En la Figura 21 se presenta el WHR diario promediado mensualmente y a lo largo de las 9 ciudades evaluadas. En ella se puede observar que los valores más bajos se obtienen en julio, donde el sistema simple basado en un VCC recolecta un promedio de 112.4 L-día⁻¹ y el sistema híbrido un promedio de 571.9 L-día⁻¹. Por otro lado, el mes de mayor producción en ambos sistemas corresponde a enero, con 177 L-día⁻¹ y 899.1 L-día⁻¹ para el sistema simple basado en un VCC y el sistema híbrido respectivamente. Estos resultados muestran que el sistema propuesto no sólo es energéticamente eficiente, sino que además permite generar un volumen relativamente grande de agua bajo diferentes condiciones climáticas.

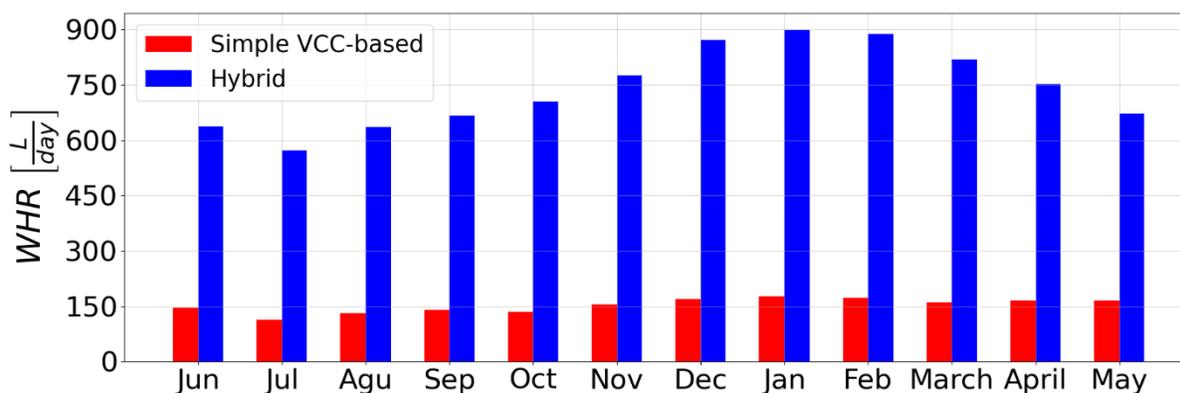


Figura 21. WHR promedio diario del sistema simple basado en un VCC (color rojo) y del sistema híbrido (color azul) para las nueve ciudades

La Figura 22 muestra el SEC de ambos sistemas para todas las condiciones climáticas evaluadas en las 9 ciudades sobre el gráfico psicrométrico, donde el SEC de los sistemas basados en un VCC simple e híbridos se representa en forma de mapa de calor. El comportamiento de los sistemas es diferente: el sistema simple basado en un VCC es más eficiente en condiciones climáticas con mayor humedad relativa y el sistema híbrido es, en general, más eficiente a temperaturas y humedades específicas más elevadas. La banda horizontal observada en la Figura 9 a) a una $W_{a,amb}$ baja se atribuye a la restricción de operación, para temperaturas de punto de rocío mayores a 4 °C y las bandas verticales observadas cada 5°C se atribuyen a la discretización utilizada para el modelo de la rueda desecante.

En condiciones meteorológicas con humedades relativas superiores a 90%, el SEC del sistema simple basado en un VCC (0.390 kWh·L⁻¹) es inferior al del sistema híbrido (0.526 kWh·L⁻¹). Esta tendencia se mantiene hasta una humedad relativa cercana al 80%, donde la tendencia se invierte. Para humedades relativas comprendidas entre el 70% y el 60%, los SEC correspondientes a los sistemas basados en un VCC simple e híbrido son de 0.568 kWh·L⁻¹ y 0.405 kWh·L⁻¹, respectivamente. En el sistema híbrido, para humedades relativas entre el 40% y el 50%, el SEC promedio es de 0.476 kWh·L⁻¹ para una temperatura media de bulbo seco y una humedad relativa de 21.1°C y 45.2% respectivamente. Entre todas las condiciones climáticas evaluadas, sólo en un 1% del tiempo simulado las humedades relativas son inferiores al 10% y las temperaturas inferiores a 20 °C, condiciones que se presentan en la ciudad de Combarbalá durante las estaciones de invierno y otoño. Bajo estas condiciones, el sistema híbrido no puede operar debido a que la temperatura de punto de rocío del aire suministrado al evaporador es inferior a 4 °C. En cuanto a los riesgos de *frosting*, en el caso del sistema simple basado en un VCC aparece en un 19.3% del tiempo total de las simulaciones. En cambio, en el sistema híbrido, al modificarse las condiciones suplidadas de aire al evaporador mediante las ruedas desecantes y la membrana selectiva, sólo aparece en un 1% del tiempo total de las simulaciones. Es evidente

que la formación de *frosting* limita el funcionamiento de estos sistemas, debido a que genera un deterioro significativo en los coeficientes de transferencia de calor en el evaporador. En el sistema híbrido este problema se reduce considerablemente, debido a la nueva configuración de los equipos, que permite aumentar la temperatura de punto de rocío del aire suministrado a los evaporadores, como consecuencia del uso de las ruedas desecantes y la membrana selectiva. Los aumentos relativos de la humedad específica con respecto a la condición ambiente son: 54.7% en la primera rueda desecante, 48.2% en la segunda rueda, 39.4% en la tercera rueda y 22.3% en la membrana selectiva.

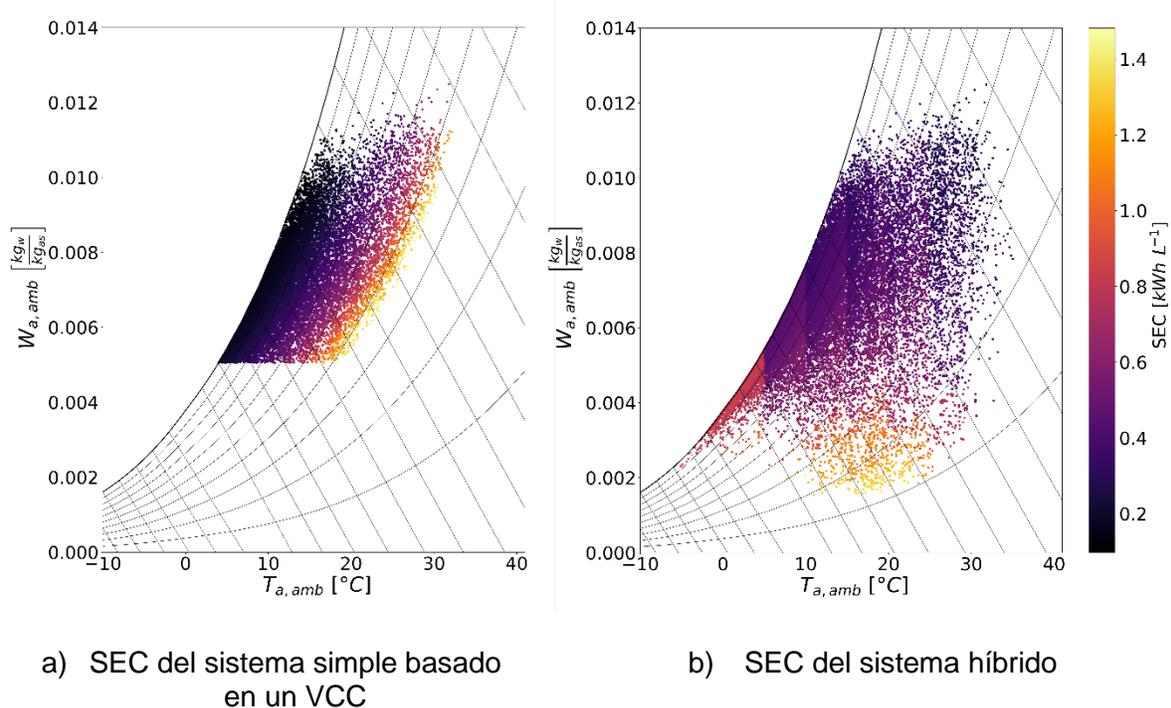


Figura 22. SEC de los sistemas simples basados en un VCC e híbrido para todas las condiciones climáticas evaluadas.

Además de la comparación con el sistema basado en un VCC simple, el sistema híbrido propuesto se compara con los sistemas comerciales y los descritos en la literatura. Los resultados evaluados son presentados en la Tabla 7. Esta tabla muestra las condiciones climáticas y el SEC de los sistemas de los que se ha informado anteriormente. En esta comparación, se considera una presión atmosférica de 101.325 kPa.

Tabla 7. Comparación del sistema híbrido con otros sistemas AWH

| Fabricantes y estudios disponibles en la literatura | Condiciones climáticas | | Resultados | |
|---|------------------------|--------|----------------------------|---|
| | T [°C] | HR [%] | SEC [kWh·L ⁻¹] | SEC _{hyd} [kWh·L ⁻¹] |
| Watergen [56] | 26.6 | 60 | 0.350 | 0.256 |
| Talib et al. [14] | 30 | 45 | 1.070 | 0.277 |
| Tu and Hwang [19] | 40 | 12 | 0.794 | 0.495 |
| Patel et al. [11], [20] | 35 | 95 | 0.750 | 0.188 |
| Wang et al. [20] | 31 | 63 | 1.410 | 0.275 |

De acuerdo a la Tabla 7, el sistema híbrido presenta una reducción del SEC de un 26.9%, en comparación con el AWH GEN-M1 de Watergen [56], en las mismas condiciones de operación. Además, el sistema híbrido presenta una reducción en el consumo de energía del 75% en comparación con el sistema presentado por Patel et al. [11], del 74% para el presentado por Talib et al. [14], del 37.7% para el presentado por Tu y Hwang [19] y del 80.5% para el presentado por Wang et al. [20].

CAPÍTULO 4

4 CONCLUSIONES

En esta tesis se compara el rendimiento de un sistema simple basado en un VCC y un sistema híbrido para la recolección de agua atmosférica para consumo humano, ambos utilizando un sistema de refrigeración activo con refrigerante R290.

El sistema híbrido incluye intercambiadores de calor aire-aire, ruedas desecantes y membrana de vapor selectiva para generar un efecto positivo en comparación con el sistema simple basado en un VCC que consiste en un sistema de refrigeración activo de una sola etapa.

Los componentes de ambos sistemas se modelan de forma modular y se integran en un modelo global, el cual se somete a diferentes condiciones ambientales de distintas ciudades chilenas. Los modelos numéricos son desarrollados en Python. Los parámetros de los modelos se identifican a partir de datos de catálogo y los modelos presentan predicciones aceptables. Por ejemplo, el modelo del evaporador es capaz de predecir el agua condensada con un error inferior al $\pm 6\%$.

Los resultados presentan un patrón estacional para ambos sistemas AWH. Durante el verano, el sistema híbrido presenta un SEC un 30.3% menor al sistema simple basado en un VCC. Esta diferencia disminuye durante el invierno hasta un 20.5%.

En el sistema simple basado en un VCC, el SEC disminuye a medida que la humedad relativa se acerca al 100%, por lo que este sistema es más eficaz en climas húmedos. Por el contrario, en el sistema híbrido disminuye a medida que aumentan la humedad específica y la temperatura de bulbo seco. En comparación con el sistema simple basado en un VCC, el sistema híbrido permite mejorar el SEC para todas las ciudades consideradas en este estudio. Sin embargo, esta mejora disminuye en los climas oceánicos templados, como los climas de Köppen Cfb(i), Cfb(s,i) y Cfb(s). Por ejemplo, para un clima frío y semiárido Bsk(s), el sistema híbrido presenta un SEC 39% superior al sistema VCC y para el clima oceánico templado Cfb(i) sólo un 5%.

El sistema híbrido funciona en un rango de trabajo más amplio, permitiendo recoger más agua a lo largo del año en todas las ciudades consideradas en este estudio. Esto permite ampliar el rango de operación de los sistemas de recolección de agua atmosférica en 4809 horas más que el sistema simple basado en un VCC.

El sistema híbrido propuesto presenta un mejor desempeño en comparación con diferentes equipos disponibles en la literatura y uno comercial. Presentando una reducción en el SEC que oscila entre el 26.9% y el 80.9%.

Una perspectiva del trabajo es optimizar la configuración del sistema híbrido en función del tipo de clima. Agregar un sistema de control para permitir que el sistema funcione siempre en su punto de mayor eficiencia.

REFERENCIAS

- [1] UNESCO World Water Assessment, “The United Nations World Water Development Report 2022: groundwater: making the invisible visible”, *United Nations World Water*, pp. 1–225, 2022, Accedido: 5 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://unesdoc.unesco.org/ark:/48223/pf0000380721>
- [2] UNESCO World Water Assessment, “The United Nations world water development report 2021: valuing water”, *UNESCO*, pp. 55–206, 2021, Accedido: 5 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://unesdoc.unesco.org/ark:/48223/pf0000375724>
- [3] A. Boretti y L. Rosa, “Reassessing the projections of the World Water Development Report”, *npj Clean Water* 2019 2:1, vol. 2, n° 1, pp. 1–6, jul. 2019, doi: 10.1038/s41545-019-0039-9.
- [4] M. Elimelech y W. A. Phillip, “The future of seawater desalination: Energy, technology, and the environment”, *Science (1979)*, vol. 333, n° 6043, pp. 712–717, ago. 2011, doi: 10.1126/SCIENCE.1200488/SUPPL_FILE/ELIMELECH.SOM.PDF.
- [5] Y. Zhou y R. S. J. Tol, “Evaluating the costs of desalination and water transport”, *Water Resour Res*, vol. 41, n° 3, pp. 1–10, mar. 2005, doi: 10.1029/2004WR003749.
- [6] C. M. y A. Yadav, “Water desalination system using solar heat: A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 67, pp. 1308–1330, ene. 2017, doi: 10.1016/J.RSER.2016.08.058.
- [7] S. Langsdorf *et al.*, “Working Group II Contribution to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [”], 2022, doi: 10.1017/9781009325844.
- [8] A. Alvez, D. Aitken, D. Rivera, M. Vergara, N. McIntyre, y F. Concha, “At the crossroads: can desalination be a suitable public policy solution to address water scarcity in Chile’s mining zones?”, *J Environ Manage*, vol. 258, p. 110039, mar. 2020, doi: 10.1016/J.JENVMAN.2019.110039.
- [9] G. Raveesh, R. Goyal, y S. K. Tyagi, “Advances in atmospheric water generation technologies”, *Energy Convers Manag*, vol. 239, p. 114226, jul. 2021, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2021.114226.
- [10] S. Zolfagharkhani, M. Zamen, y M. M. Shahmardan, “Thermodynamic analysis and evaluation of a gas compression refrigeration cycle for fresh water production from atmospheric air”, *Energy Convers Manag*, vol. 170, pp. 97–107, ago. 2018, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2018.05.016.
- [11] J. Patel, K. Patel, A. Mudgal, H. Panchal, y K. K. Sadasivuni, “Experimental investigations of atmospheric water extraction device under different climatic conditions”, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 38, p. 100677, abr. 2020, doi: 10.1016/J.SETA.2020.100677.
- [12] B. Gido, E. Friedler, y D. M. Broday, “Assessment of atmospheric moisture harvesting by direct cooling”, *Atmos Res*, vol. 182, pp. 156–162, dic. 2016, doi: 10.1016/J.ATMOSRES.2016.07.029.
- [13] N. I. Ibrahim, A. A. Al-Farayedhi, y P. Gandhidasan, “Experimental investigation of a vapor compression system with condenser air pre-cooling by condensate”, *Appl Therm Eng*, vol. 110, pp. 1255–1263, ene. 2017, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.09.042.
- [14] A. J. Talib, A. H. N. Khalifa, y A. Q. Mohammed, “Performance Study of Water Harvesting Unit Working Under Iraqi Conditions”, <https://doi.org/10.1142/S2010132519500111>, vol. 27, n° 1, mar. 2019, doi: 10.1142/S2010132519500111.
- [15] R. Narayanan, W. Y. Saman, S. D. White, y M. Goldsworthy, “Comparative study of different desiccant wheel designs”, *Appl Therm Eng*, vol. 31, n° 10, pp. 1613–1620, jul. 2011, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2011.01.043.

- [16] D. Bergmair, S. J. Metz, H. C. de Lange, y A. A. van Steenhoven, "System analysis of membrane facilitated water generation from air humidity", *Desalination*, vol. 339, n° 1, pp. 26–33, abr. 2014, doi: 10.1016/J.DESAL.2014.02.007.
- [17] B. Gido, E. Friedler, y D. M. Broday, "Liquid-Desiccant Vapor Separation Reduces the Energy Requirements of Atmospheric Moisture Harvesting", *Environ Sci Technol*, vol. 50, n° 15, pp. 8362–8367, ago. 2016, doi: 10.1021/ACS.EST.6B01280/SUPPL_FILE/ES6B01280_SI_001.PDF.
- [18] A. Heidari, R. Roshandel, y V. Vakiloroaya, "An innovative solar assisted desiccant-based evaporative cooling system for co-production of water and cooling in hot and humid climates", *Energy Convers Manag*, vol. 185, pp. 396–409, abr. 2019, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2019.02.015.
- [19] R. Tu y Y. Hwang, "Performance analyses of a new system for water harvesting from moist air that combines multi-stage desiccant wheels and vapor compression cycles", *Energy Convers Manag*, vol. 198, p. 111811, oct. 2019, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2019.111811.
- [20] W. Wang, S. Xie, Q. Pan, Y. Dai, R. Wang, y T. Ge, "Air-cooled adsorption-based device for harvesting water from island air", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 141, may 2021, doi: 10.1016/j.rser.2021.110802.
- [21] O. Cristi, C. Herrera, M. I. Cartes, y J. Rodriguez, "Segundo informe consolidado de solicitudes temporales amparadas en los decretos de escasez periodp 2020-2021", Santiago, ago. 2021. Accedido: 6 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: https://dga.mop.gob.cl/DGADocumentos/segundo_reporte_escasez_agosto_2021.pdf
- [22] R. Torres, G. Azócar, J. Rojas, A. Montecinos, y P. Paredes, "Vulnerability and resistance to neoliberal environmental changes: An assessment of agriculture and forestry in the Biobio region of Chile (1974–2014)", *Geoforum*, vol. 60, pp. 107–122, mar. 2015, doi: 10.1016/J.GEOFORUM.2014.12.013.
- [23] Ministerio de Agricultura, "Agromet- Red agroclimatica nacional". <https://www.agromet.cl/datos-historicos> (accedido 19 de junio de 2022).
- [24] UN. General Assembly (64th sess. : 2009-2010), "The human right to water and sanitation : resolution / adopted by the General Assembly", jul. 2010. Accedido: 6 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://digitallibrary.un.org/record/687002>
- [25] Instituto Nacional de Estadísticas, "Segunda entrega resultados definitivos censo 2017". Accedido: 6 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <http://www.censo2017.cl/>
- [26] F. C. McQuiston, J. D. Parker, y J. D. Spitler, *Heating, ventilating, and air conditioning : analysis and design*. John Wiley & Sons, 2005. Accedido: 6 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.wiley.com/en-us/Heating%2C+Ventilating%2C+and+Air+Conditioning%3A+Analysis+and+Design%2C+6th+Edition-p-9780471470151>
- [27] C. Cuevas, J. Lebrun, V. Lemort, y P. Ngendakumana, "Development and validation of a condenser three zones model", *Appl Therm Eng*, vol. 29, n° 17–18, pp. 3542–3551, dic. 2009, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2009.06.007.
- [28] D. RICH, "The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers", *ASHRAE Transaction*, 1973.
- [29] BSI Standards Publication, "BS EN 327:2014 - Heat exchangers. Forced convection air cooled refrigerant condensers. Test procedures for establishing performance performance (British Standard)". The British Standards Institution, pp. 0–40, 31 de agosto de 2014. C. Accedido: 6 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://webstore.ansi.org/standards/bsi/bsen3272014>
- [30] J.-P. Bourdouxhe, M. Grodent, R. Assistants, J. Lebrun, W. P. Bahnfleth, y G. K. Yuill, "HVAC1KIT I A TOOLKIT FOR PRIMARY HVAC SYSTEM ENERGY CALCULATION To CD Navigation Screen", 1999.

- [31] Emerson Copeland, “Software Copeland select”. Accedido: 21 de abril de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://climate.emerson.com/es-es/tools-resources/copeland-select-software>
- [32] P. Virtanen *et al.*, “SciPy 1.0: fundamental algorithms for scientific computing in Python”, *Nature Methods* 2020 17:3, vol. 17, n° 3, pp. 261–272, feb. 2020, doi: 10.1038/s41592-019-0686-2.
- [33] X. Ding, J. Eppe, J. Lebrun, y M. Wasacz, “Cooling Coil Models to be used in Transient and/or Wet Regimes. Theoretical Analysis and Experimental Evaluation”, en *Proceedings of the third international conference on System Simulation in Buildings, Liege*, 1990.
- [34] J. L. Threlkeld, *Thermal environmental engineering*, 2ª ed., vol. 11. Prentice-Hall, 1970.
- [35] ASHRAE Handbook, *HVAC systems and equipment*. 2000. [En línea]. Disponible en: <http://www.ashrae.org>.
- [36] J. E. Braun, S. A. Klein, y J. W. Mitchell, “Effectiveness models for cooling towers and cooling coils”, *ASHRAE Transactions (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)*, vol. 95, n° 2, 1989, Accedido: 6 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.osti.gov/biblio/5770692>
- [37] AHRI, *Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils*. 2001.
- [38] Novel Aire Technologies, “NovTools Desiccant Wheel Simulation software”. Accedido: 3 de abril de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://novtools.novelaire.com/DWWebApp.aspx>
- [39] M. Wetter, “Simulation M~del Air-to-Air Plate Heat Exchanger”, *Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory*, 1999. Accedido: 6 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://escholarship.org/uc/item/91g7q3cs>
- [40] ERI CORPORATION, “Counter-Flow & Kombi Heat Exchanger calculator”. Accedido: 4 de mayo de 2022. [En línea]. Disponible en: COUNTER-FLOW & KOMBI HEAT EXCHANGER CALCULATOR
- [41] T. Ito, G. Minorikawa, y Q. Fan, “Experimental Research for Performance and Noise of Small Axial Fan”, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, vol. 2, n° 2, pp. 136–146, jun. 2009, doi: 10.5293/IJFMS.2009.2.2.136.
- [42] Y. Wu, D. Pan, Z. Peng, y H. Ouyang, “Blade force model for calculating the axial noise of fans with unevenly spaced blades”, *Applied Acoustics*, vol. 146, pp. 429–436, mar. 2019, doi: 10.1016/J.APACOUST.2018.11.008.
- [43] J. G. Wijmans y R. W. Baker, “The solution-diffusion model: a review”, *J Memb Sci*, vol. 107, n° 1–2, pp. 1–21, nov. 1995, doi: 10.1016/0376-7388(95)00102-1.
- [44] J. Potreck, K. Nijmeijer, T. Kosinski, y M. Wessling, “Mixed water vapor/gas transport through the rubbery polymer PEBA® 1074”, *J Memb Sci*, vol. 338, n° 1–2, pp. 11–16, ago. 2009, doi: 10.1016/J.MEMSCI.2009.03.051.
- [45] D. T. Bui, A. Nida, K. C. Ng, y K. J. Chua, “Water vapor permeation and dehumidification performance of poly(vinyl alcohol)/lithium chloride composite membranes”, *J Memb Sci*, vol. 498, pp. 254–262, ene. 2016, doi: 10.1016/J.MEMSCI.2015.10.021.
- [46] T. D. Bui *et al.*, “Effect of hygroscopic materials on water vapor permeation and dehumidification performance of poly(vinyl alcohol) membranes”, *J Appl Polym Sci*, vol. 134, n° 17, may 2017, doi: 10.1002/APP.44765.
- [47] T. Puspasari, F. H. Akhtar, W. Ogieglo, O. Alharbi, y K. V. Peinemann, “High dehumidification performance of amorphous cellulose composite membranes prepared from trimethylsilyl cellulose”, *J Mater Chem A Mater*, vol. 6, n° 19, pp. 9271–9279, may 2018, doi: 10.1039/C8TA00350E.
- [48] A. J. Fix, J. E. Braun, y D. M. Warsinger, “Vapor-selective active membrane energy exchanger for high efficiency outdoor air treatment”, *Appl Energy*, vol. 295, p. 116950, ago. 2021, doi: 10.1016/J.APENERGY.2021.116950.

- [49] F. Pan *et al.*, “Bioinspired fabrication of high performance composite membranes with ultrathin defect-free skin layer”, *J Memb Sci*, vol. 341, n° 1–2, pp. 279–285, sep. 2009, doi: 10.1016/J.MEMSCI.2009.06.020.
- [50] A. T. de Almeida, F. T. E. Ferreira, y J. A. C. Fong, “Standards for efficiency of electric motors: Permanent magnet synchronous motor technology”, *IEEE Industry Applications Magazine*, vol. 17, n° 1, pp. 12–19, ene. 2011, doi: 10.1109/MIAS.2010.939427.
- [51] V. Gnielinski, “New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels”, *NASA STI/Recon Technical Report A*, vol. 41, n° 1, pp. 8–16, ene. 1975, Accedido: 6 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/1975STIA...7522028G/abstract>
- [52] L. Cheng y D. Mewes, *Advances in Multiphase Flow and Heat Transfer*. BENTHAM SCIENCE PUBLISHERS, 2012. doi: 10.2174/97816080522951120101.
- [53] W. M. (William M. Kays y A. L. (Alexander L. London, *Compact heat exchangers*. McGraw-Hill Book Co, 1984.
- [54] Bart van de Rotten, “A limited memory Broyden method to solve high-dimensional systems of nonlinear equations”, University of Leiden, 2003. Accedido: 6 de enero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://web.archive.org/web/20161022015821/http://www.math.leidenuniv.nl/scripties/Rotten.pdf>
- [55] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, y V. Lemort, “Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop”, *Ind Eng Chem Res*, vol. 53, n° 6, pp. 2498–2508, feb. 2014, doi: 10.1021/IE4033999.
- [56] Watergen, “M1 | Water from Air Generator | Watergen”. <https://www.watergen.com/commercial/gen-m1/> (accedido 19 de octubre de 2022).

ANEXOS

Anexo A. Configuración del sistema híbrido

Se evalúan varias configuraciones para seleccionar la configuración del sistema híbrido final. Estas configuraciones se analizan bajo la condición de diseño: temperatura del aire de 13.4°C, humedad relativa del 71.3% y una presión atmosférica de 992 mbar. La Tabla 8 presenta la relación de humedad $W_{a,su,ev}$, la humedad relativa $HR_{a,su,ev}$ y la temperatura de salida del aire $T_{a,ex,ev}$ para diferentes configuraciones. De acuerdo con los resultados, la configuración vii es la mejor, ya que permite obtener la mayor humedad específica con una temperatura de punto de rocío superior a 4°C. Las configuraciones evaluadas se representan en las Figuras 23 a 30.

Tabla 8. Condiciones del aire en el evaporador para diferentes configuraciones

| Configuración | $W_{a,su,ev}$ [$\text{kg}_a \text{kg}_w^{-1}$] | $HR_{a,su,ev}$ [-] | $T_{a,ex,ev}$ [°C] |
|---------------|--|--------------------|--------------------|
| (i) | 0.01137 | 15.6 | 19.8 |
| (ii) | 0.01137 | 75.3 | 11.7 |
| (iii) | 0.01137 | 100 | 9.7 |
| (iv) | 0.01199 | 100 | 10.7 |
| (v) | 0.01217 | 100 | 10.9 |
| (vi) | 0.01542 | 100 | 10.3 |
| (vii) | 0.01818 | 100 | 6.6 |
| (viii) | 0.02121 | 100 | 3.5 |

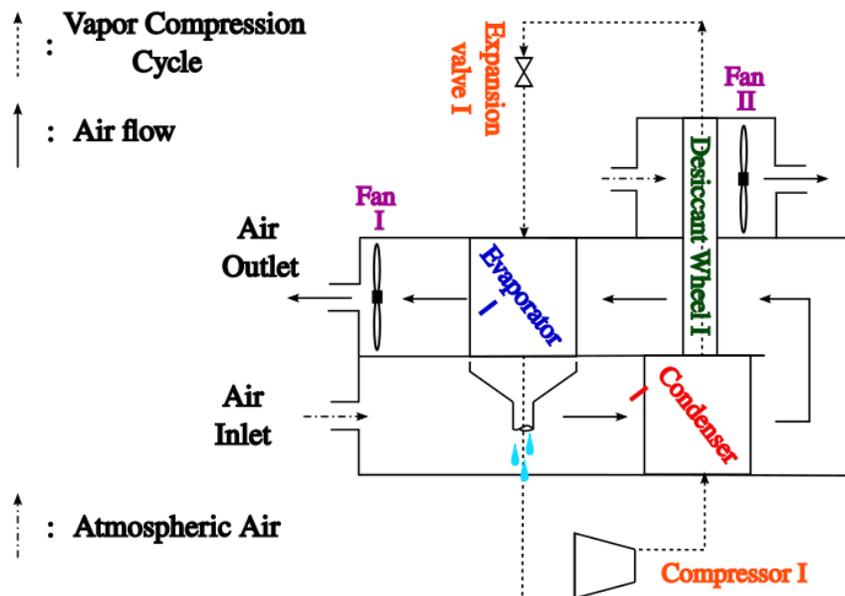


Figura 23. Configuración (i).

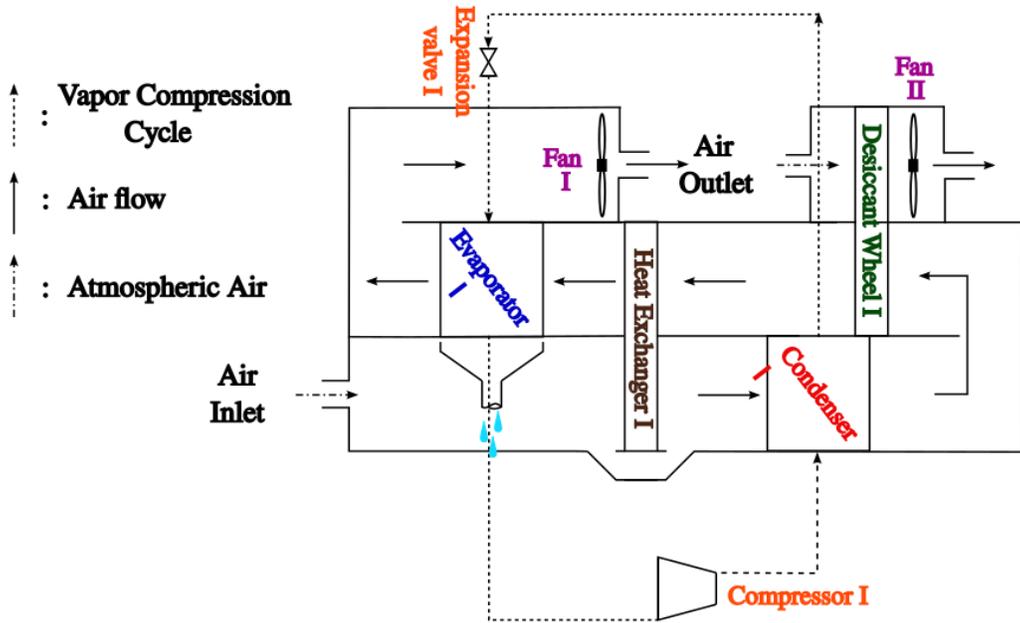


Figura 24. Configuración (ii).

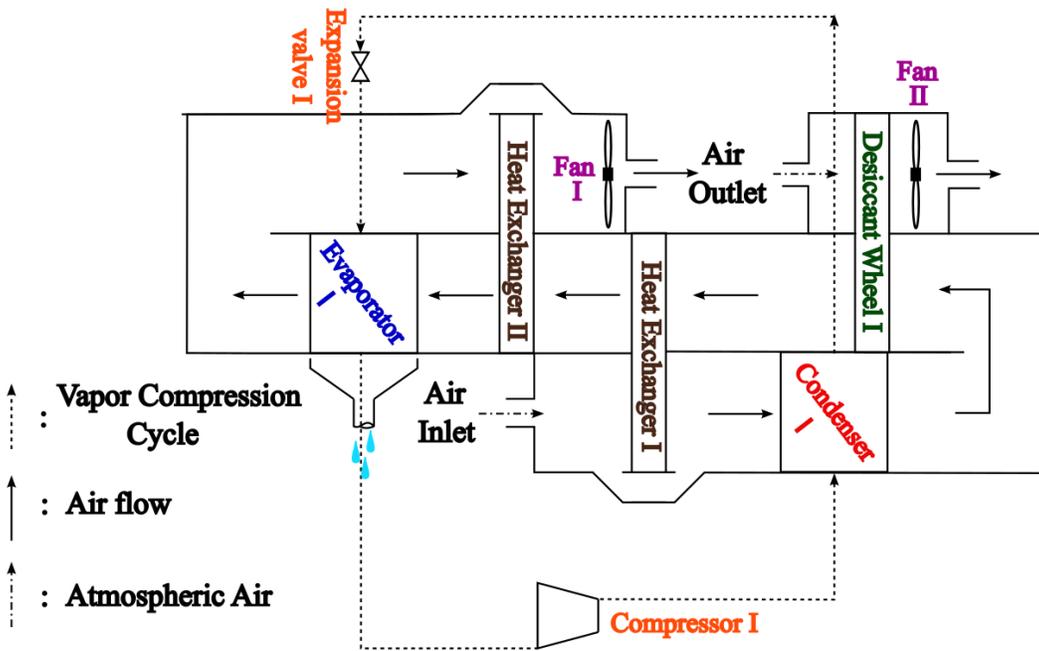


Figura 25. Configuración (iii).

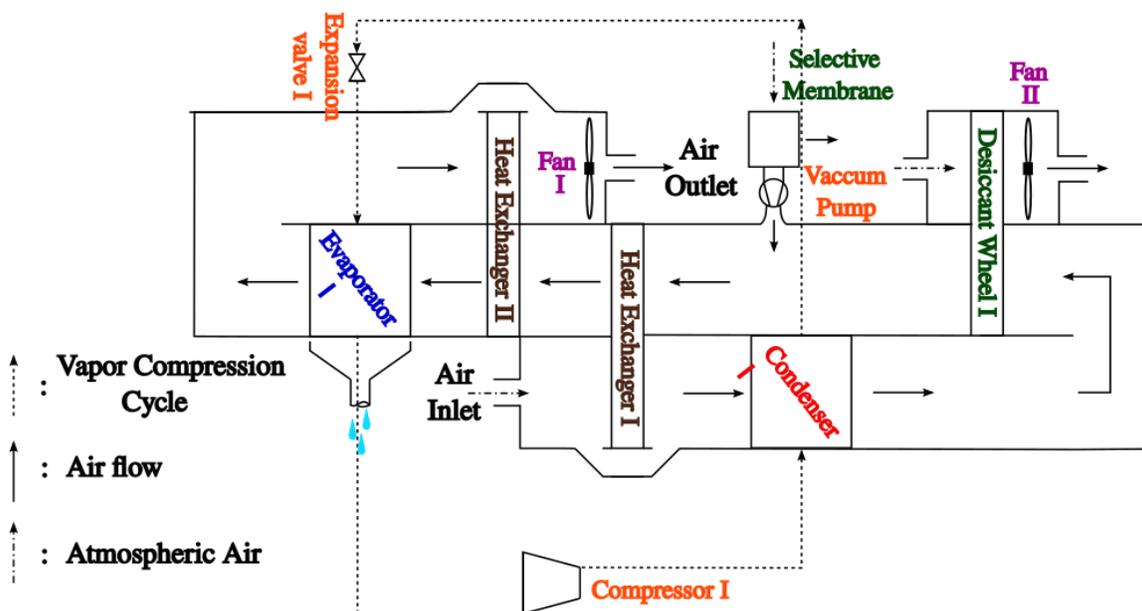


Figura 26. Configuración (iv).

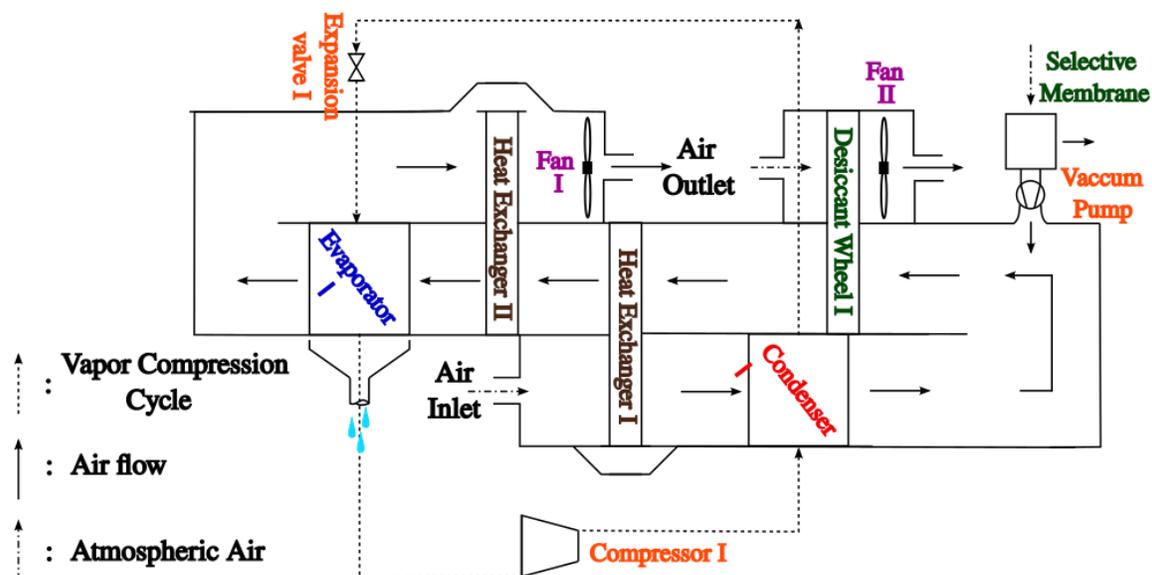


Figura 27. Configuración (v).

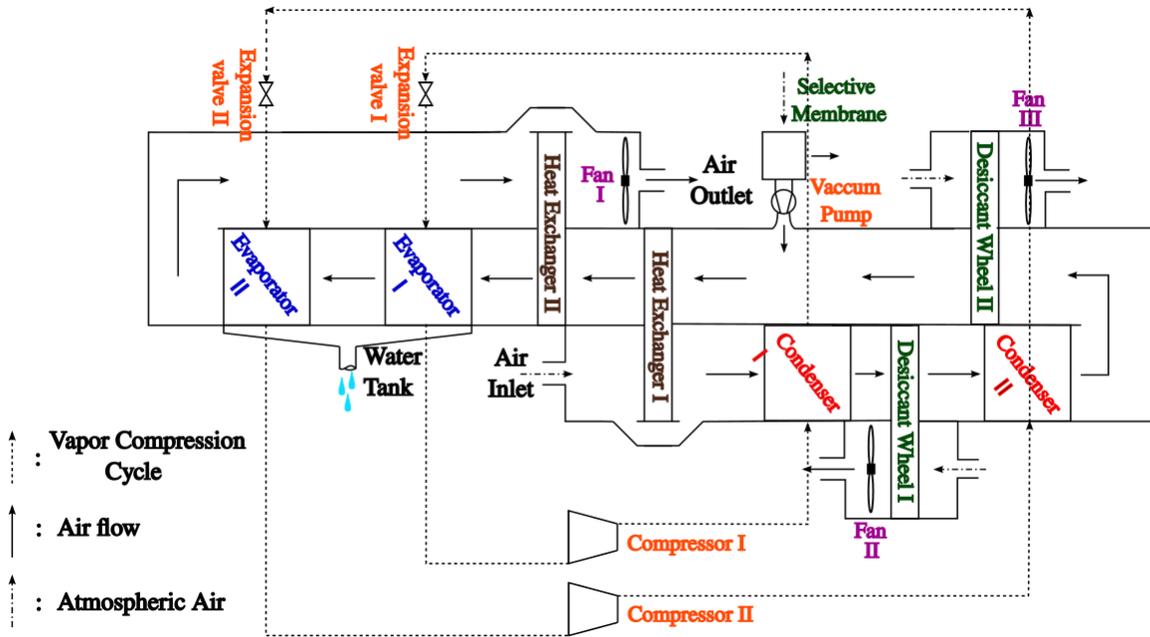


Figura 28. Configuración (vi)

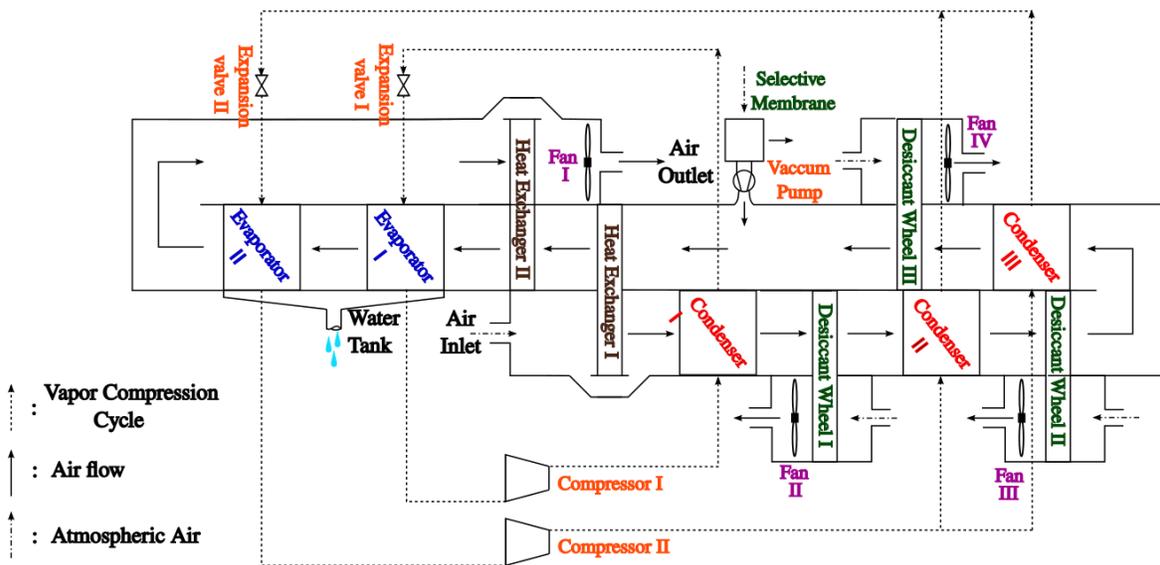


Figura 29. Configuración (vii).

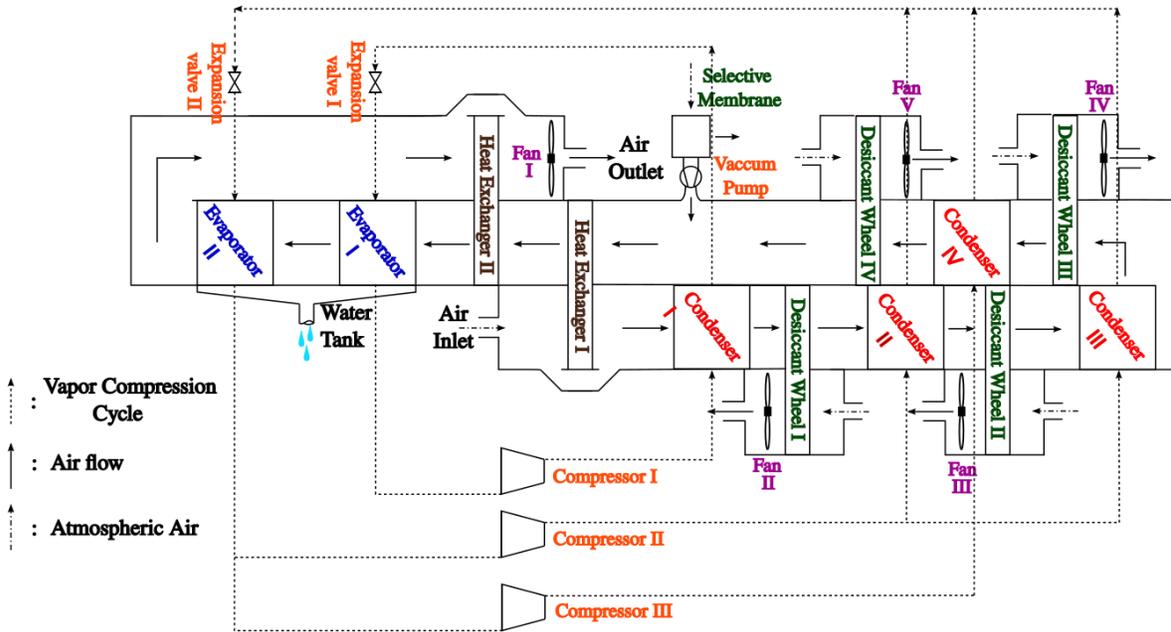


Figura 30. Configuración (viii).

Anexo B. Modelos numéricos

En las Figura 31,32 y 33 se presentan los diagramas de flujos correspondiente a los equipos del condensador, compresor y evaporador. En el modelo del condensador el modelo determina la presión del equipo de tal forma que el área calculada en las 3 zonas sea igual al área total del equipo. En este caso el valor de la tolerancia corresponde a una diferencia de áreas de $1 \cdot 10^{-6}$.

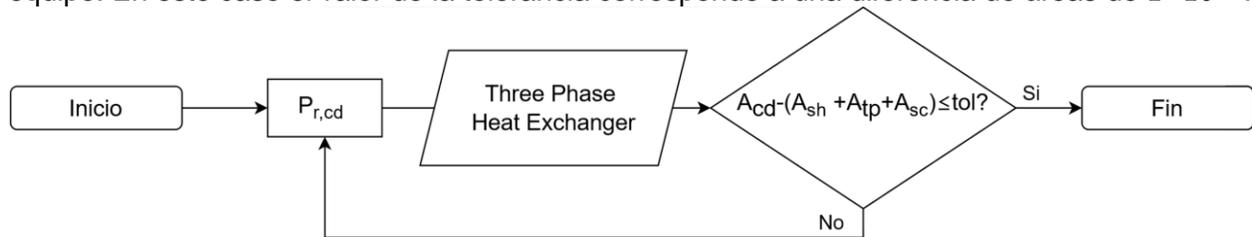


Figura 31. Diagrama de flujo computacional del condensador.

En el modelo del compresor se itera con la temperatura del refrigerante, luego del calentamiento a la entrada del equipo debido a las pérdidas electromecánicas. En este modelo se determinan las condiciones del refrigerante a la salida del compresor como el flujo másico y la potencia del equipo. La tolerancia empleada corresponde a una diferencia entre el calentamiento a la entrada con las pérdidas electromecánicas inferior o igual a $1 \cdot 10^{-6}$.

El evaporador realiza dos cálculos principales, el primero corresponde a determinar las condiciones del evaporador en régimen totalmente seco, y el segundo corresponde a calcular el comportamiento de los fluidos en un régimen totalmente mojado. En cada uno de los regímenes se determina la presión del evaporador de tal forma que la suma de las áreas sea igual al área total del equipo. Finalmente, el modelo determina en el régimen que se encuentra comparando

las potencias de evaporación en régimen seco y régimen húmedo, donde el valor mayor determina el régimen. Nuevamente la tolerancia para ambos regímenes corresponde a $1 \cdot 10^{-6}$.

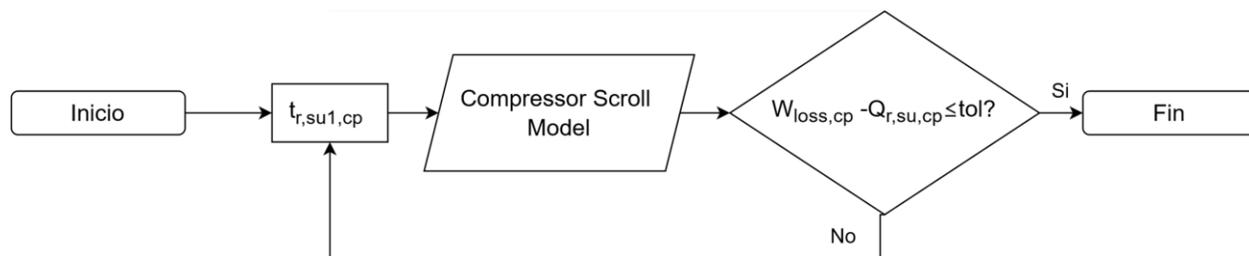


Figura 32. Diagrama de flujo computacional del compresor scroll.

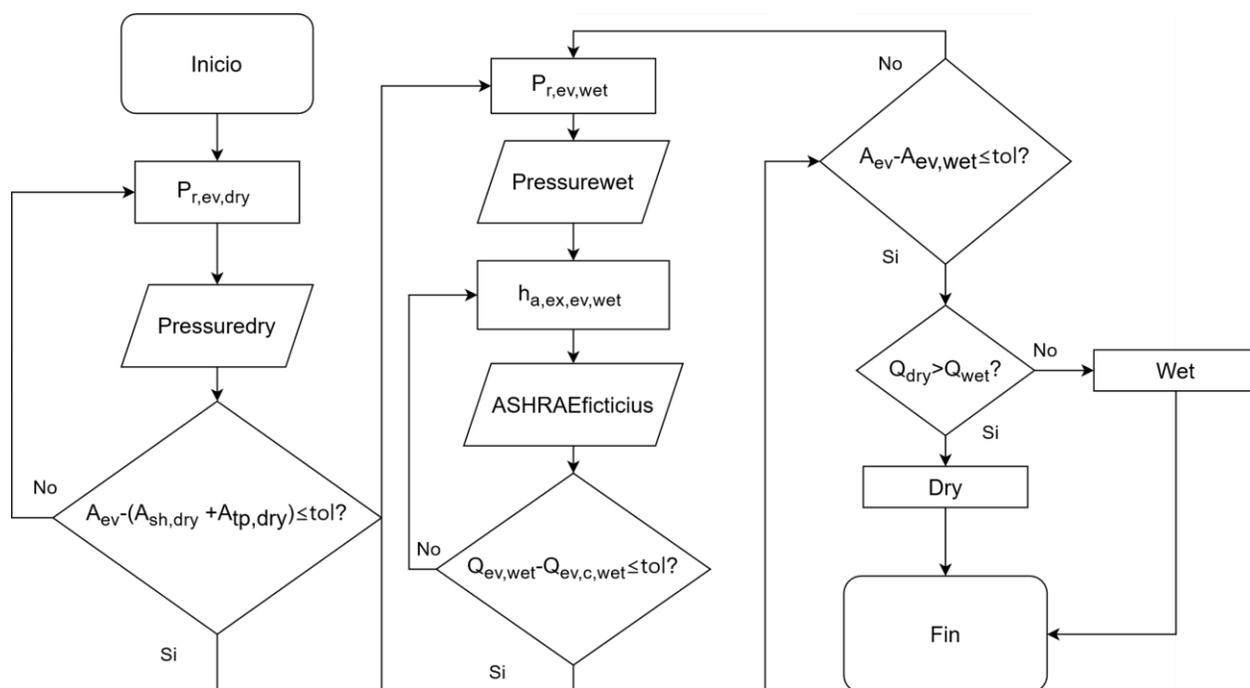
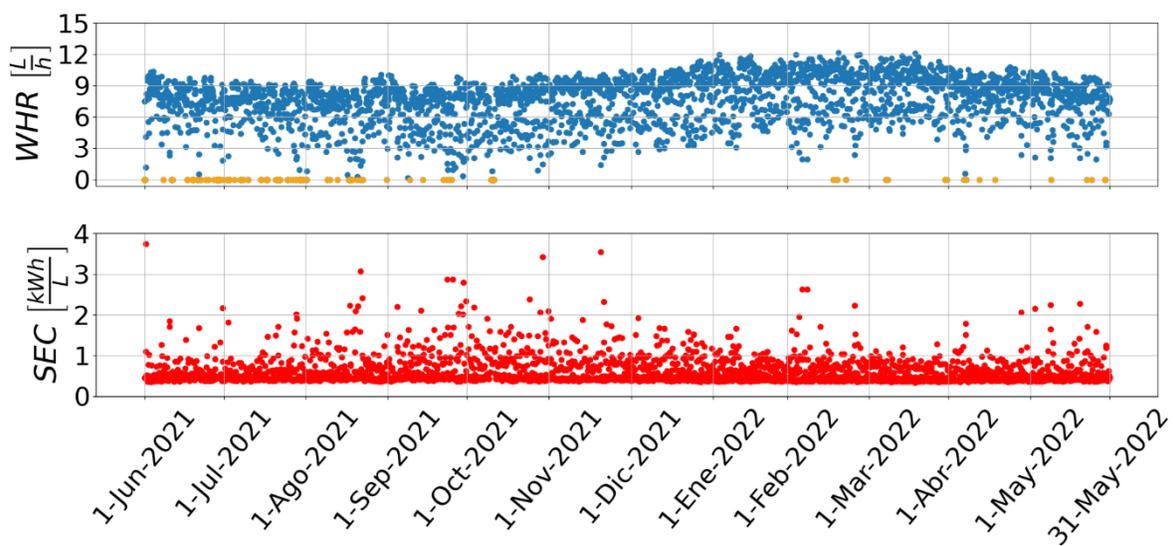


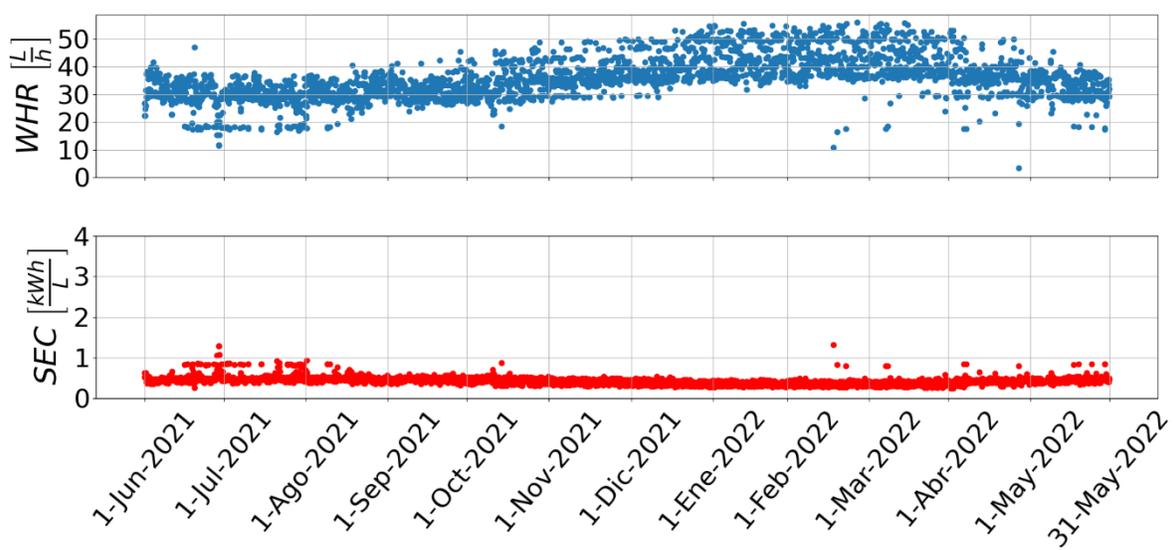
Figura 33. Diagrama de flujo computacional del evaporador.

Anexo C. Resultados de las simulaciones

A continuación, se presentan los resultados del SEC y del WHR obtenidos para las ciudades de Copiapó, Petorca, Paine, Chimbarongo, Hualqui, Valdivia, Puerto Montt y Puerto Aysén, para el sistema simple basado en un VCC y un sistema híbrido. En estas imágenes de igual manera se cumple que los puntos anaranjados corresponden a condiciones climáticas en las cuales el sistema no pudo recolectar agua.

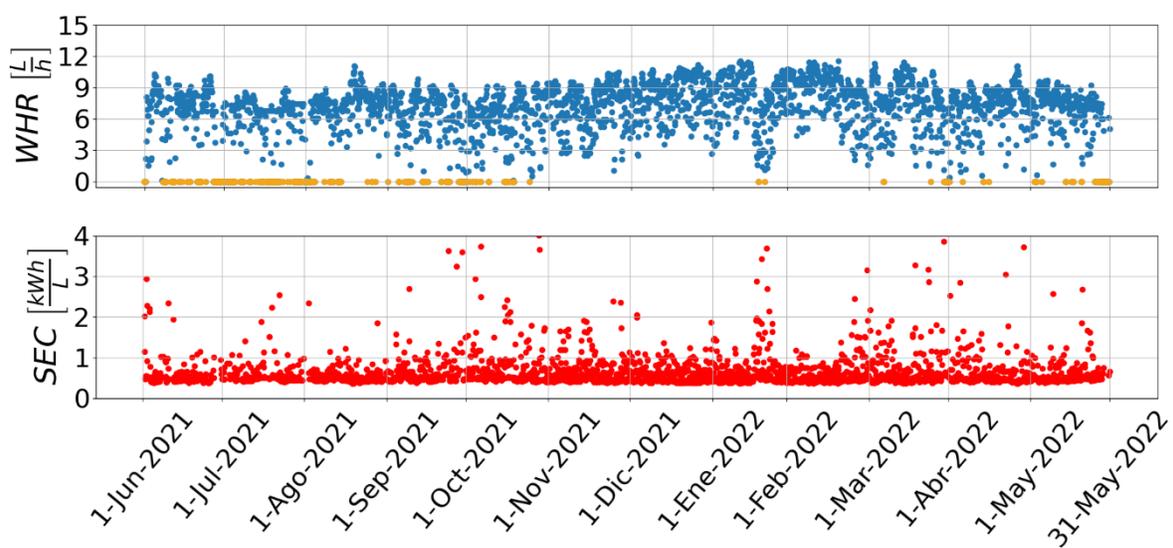


a) Sistema Simple basado en un VCC

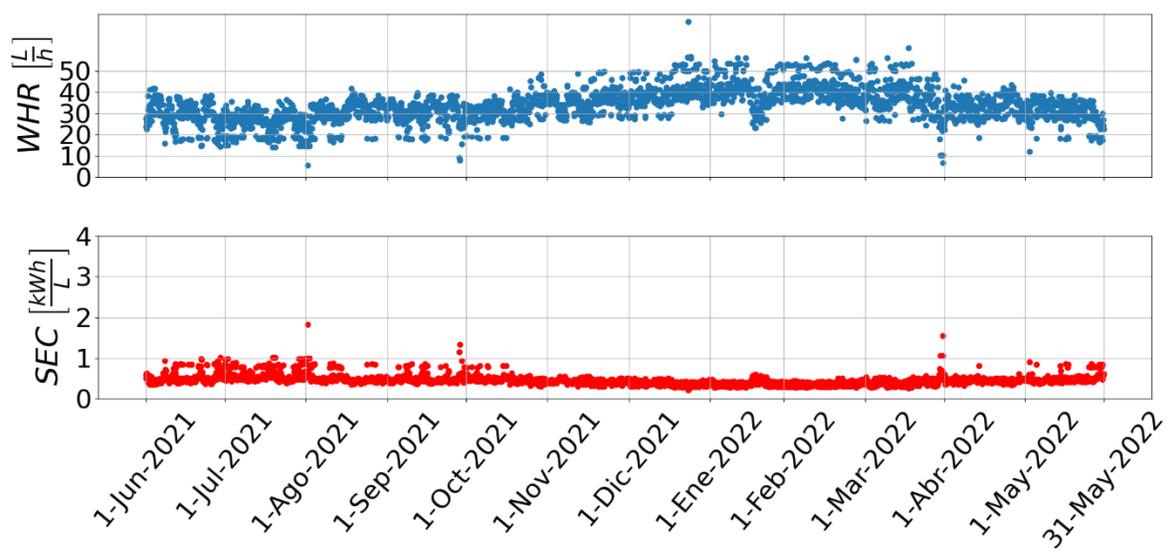


b) Sistema híbrido

Figura 34. Copiapó.

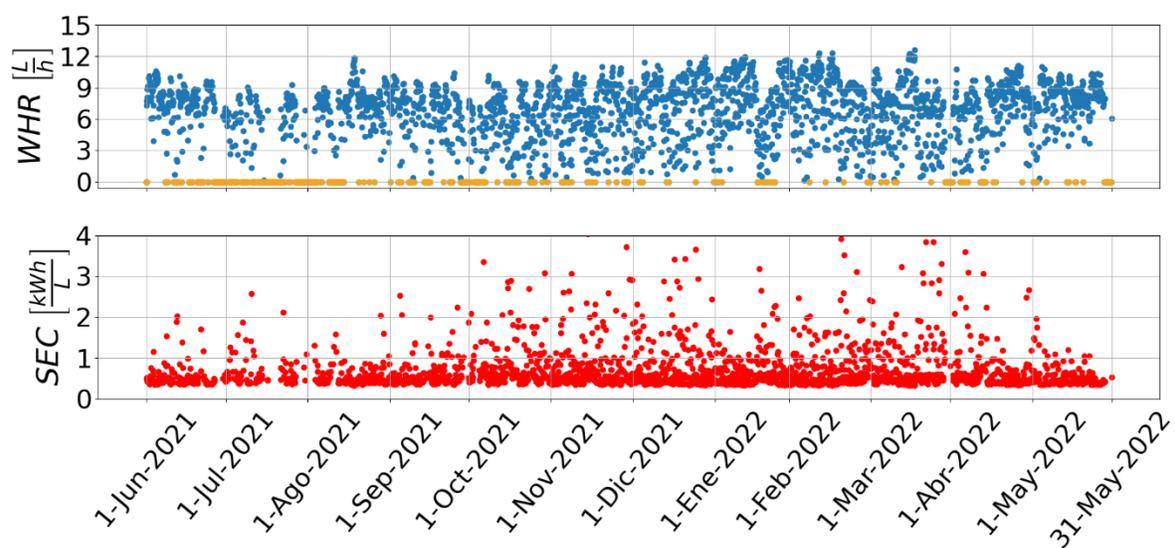


a) Sistema Simple basado en un VCC

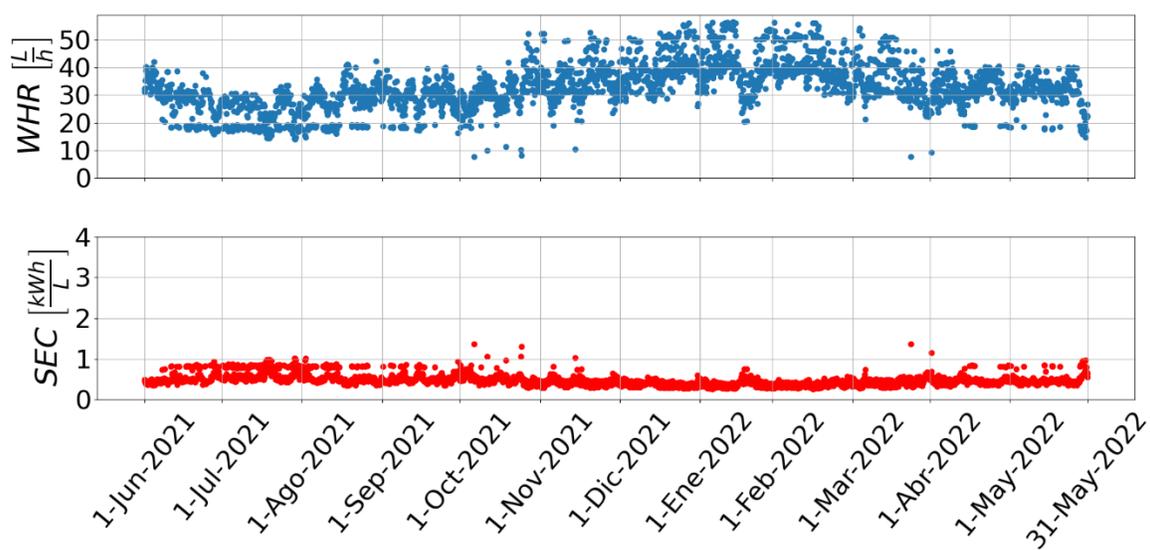


b) Sistema híbrido

Figura 35. Petorca.

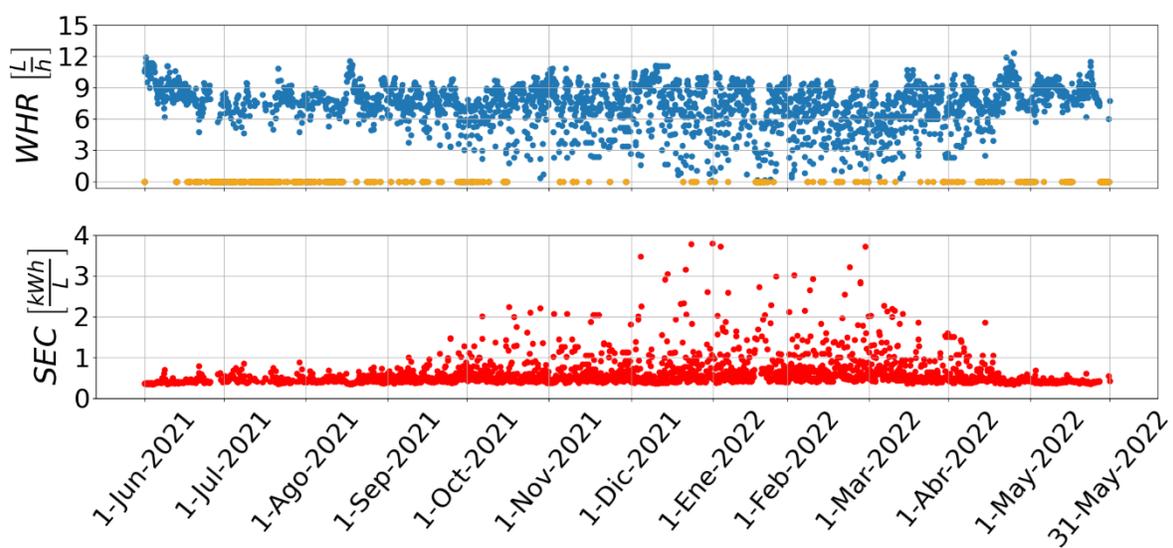


a) Sistema Simple basado en un VCC

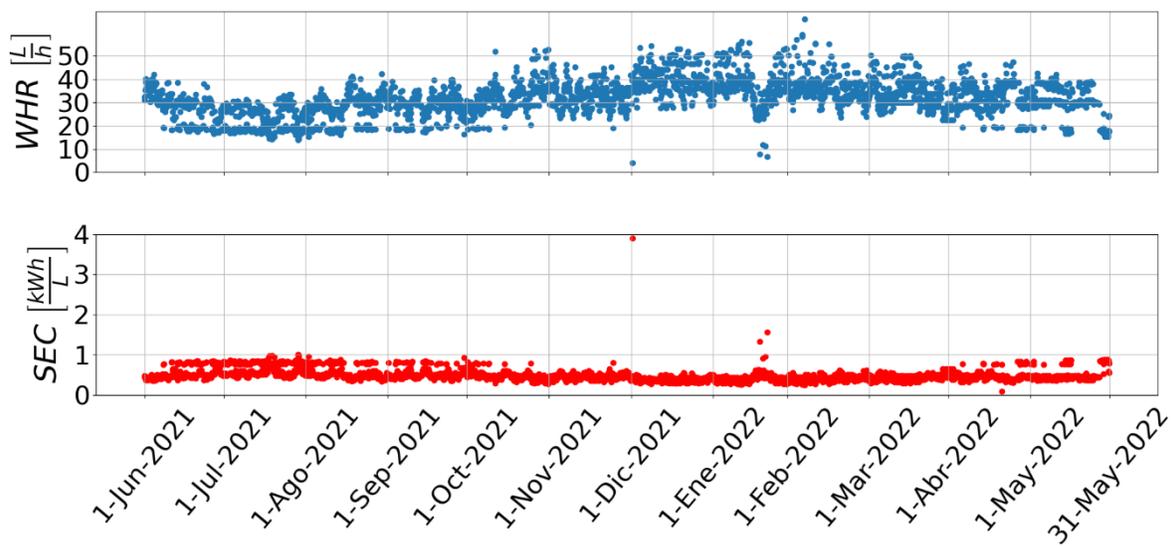


b) Sistema híbrido

Figura 36. Paine.

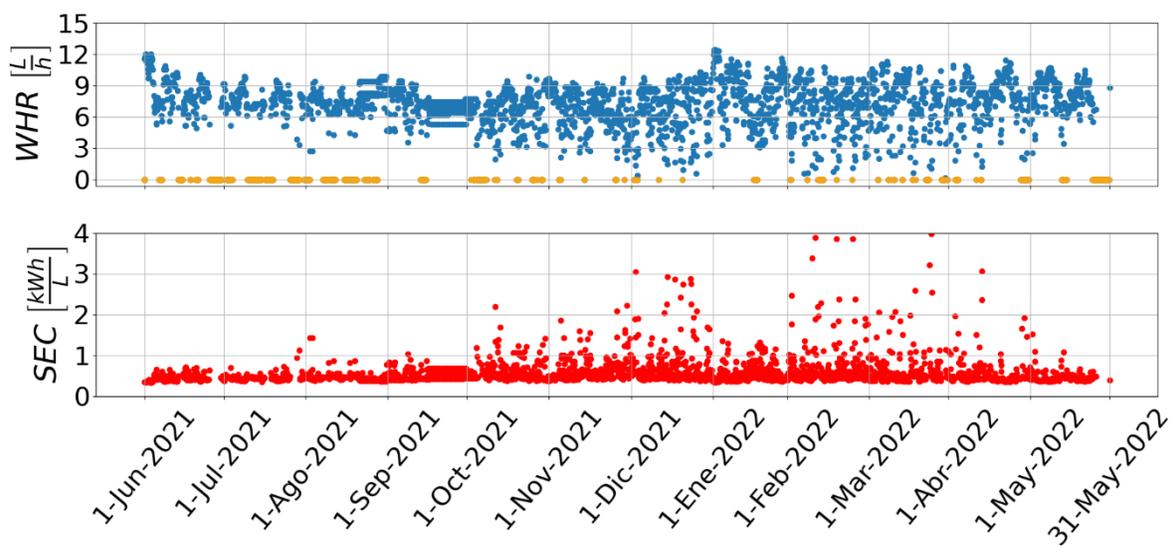


a) Sistema Simple basado en un VCC

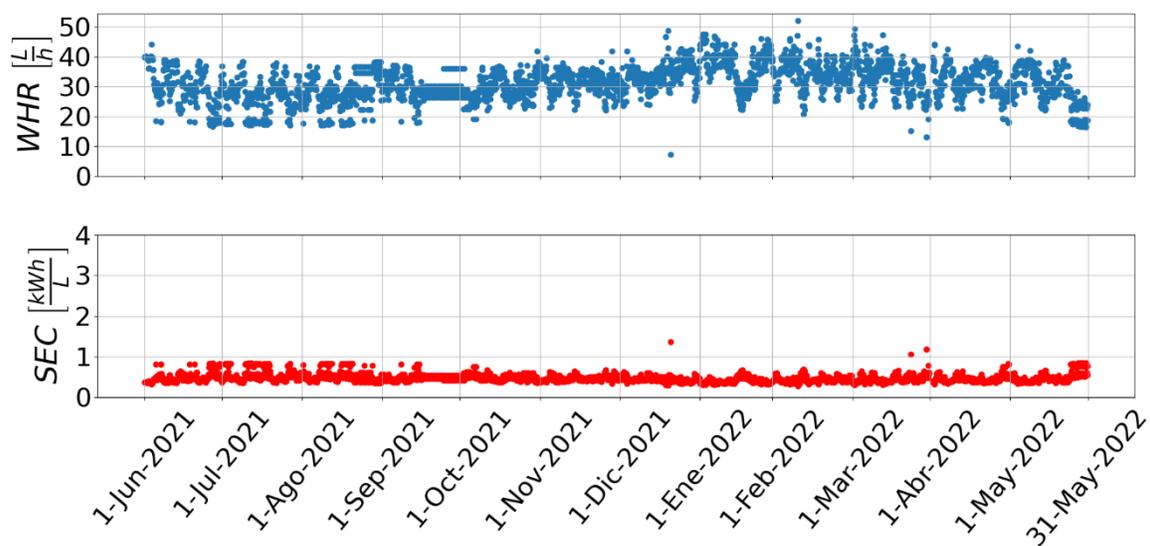


b) Sistema híbrido

Figura 37. Chimbarongo.

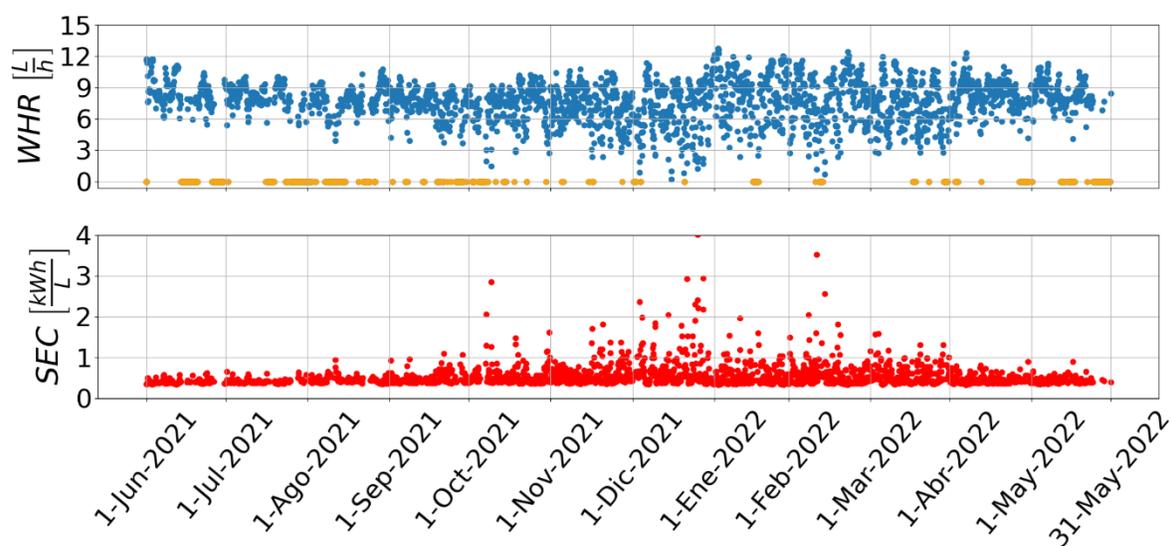


a) Sistema Simple basado en un VCC

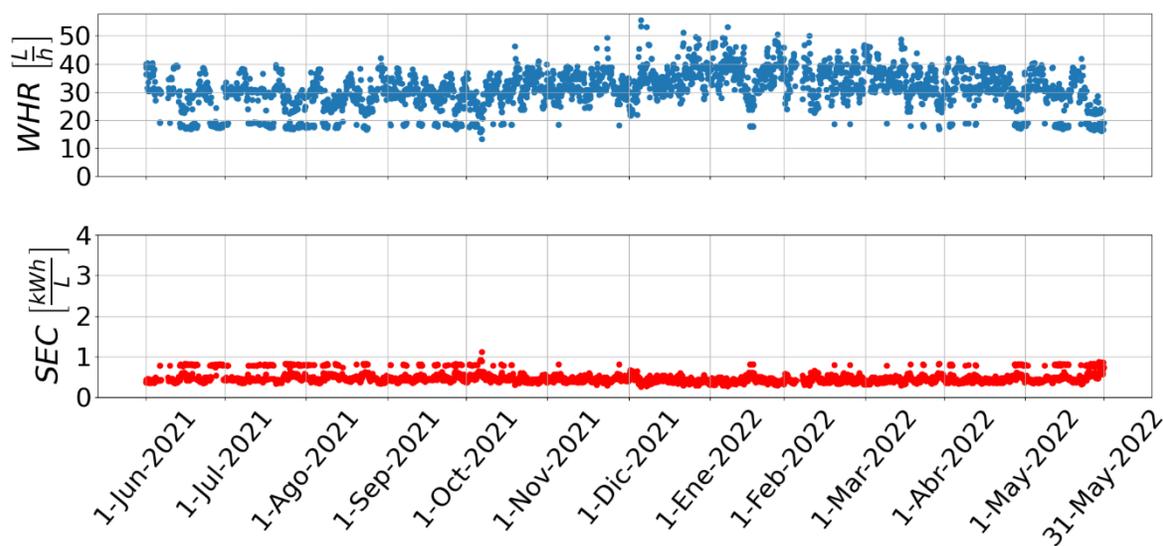


b) Sistema híbrido

Figura 38. Hualqui.

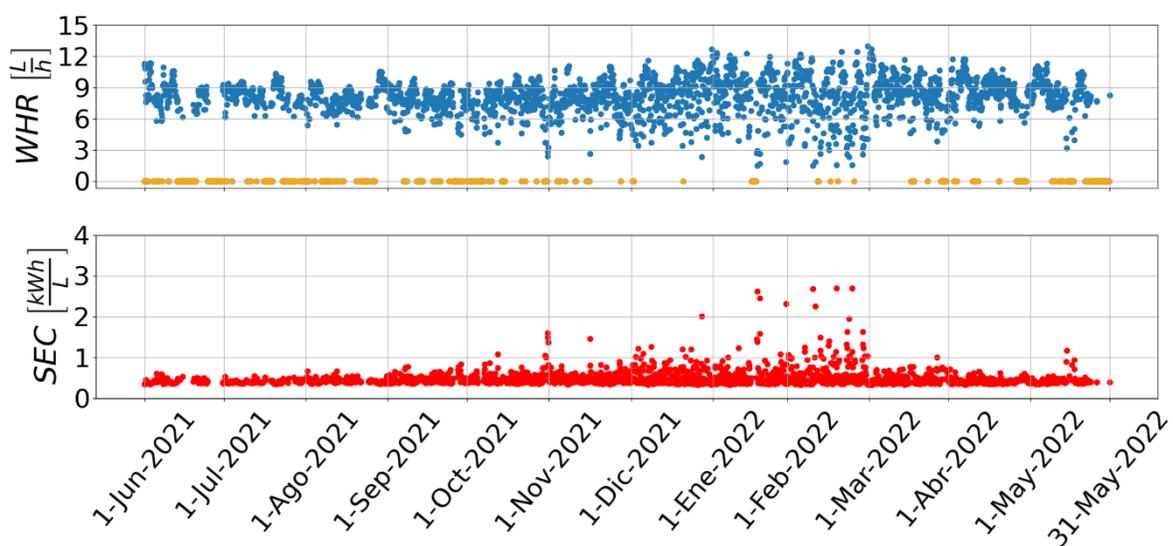


a) Sistema Simple basado en un VCC

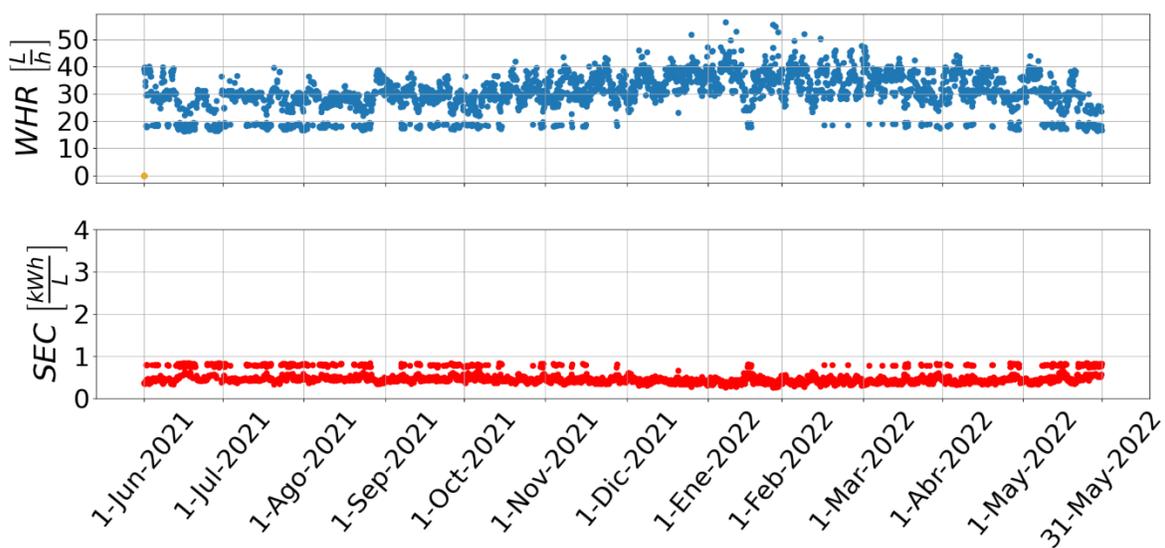


b) Sistema híbrido

Figura 39. Valdivia.

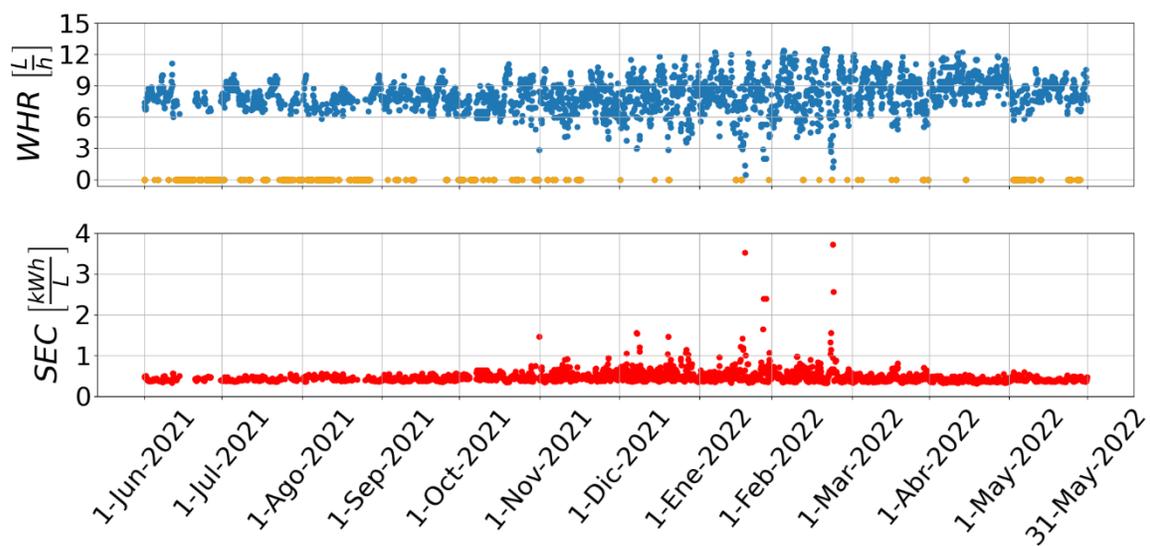


a) Sistema Simple basado en un VCC

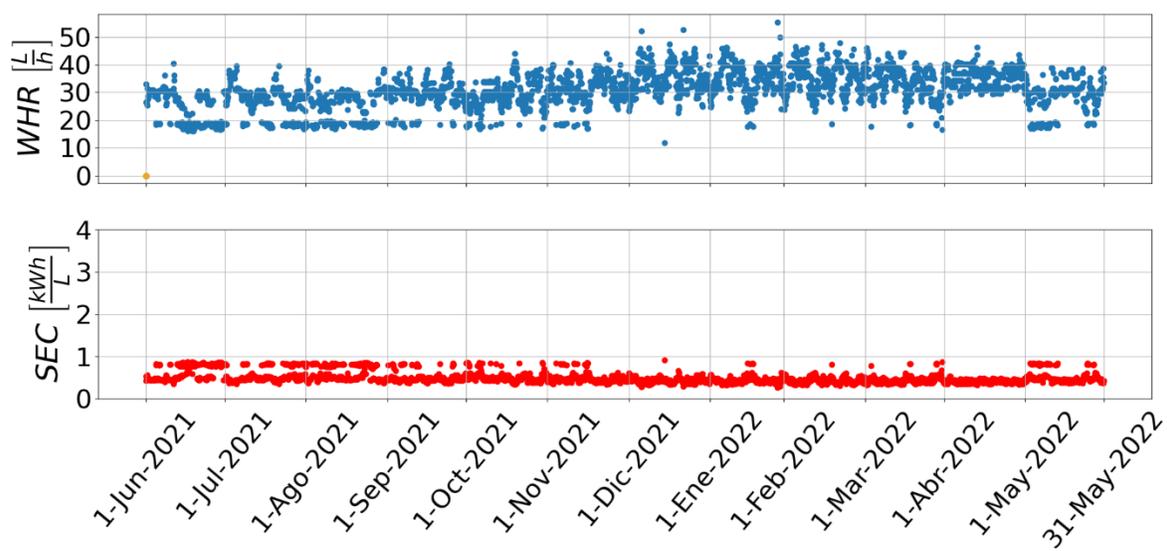


b) Sistema híbrido

Figura 40. Puerto Montt.



a) Sistema Simple basado en un VCC



b) Sistema híbrido

Figura 41. Puerto Aysén.